

**VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra automatizační techniky a řízení



## **Simulace a robustní řízení antiblokovacího systému ABS**

## **Simulation and robust control of the antilock braking system ABS**

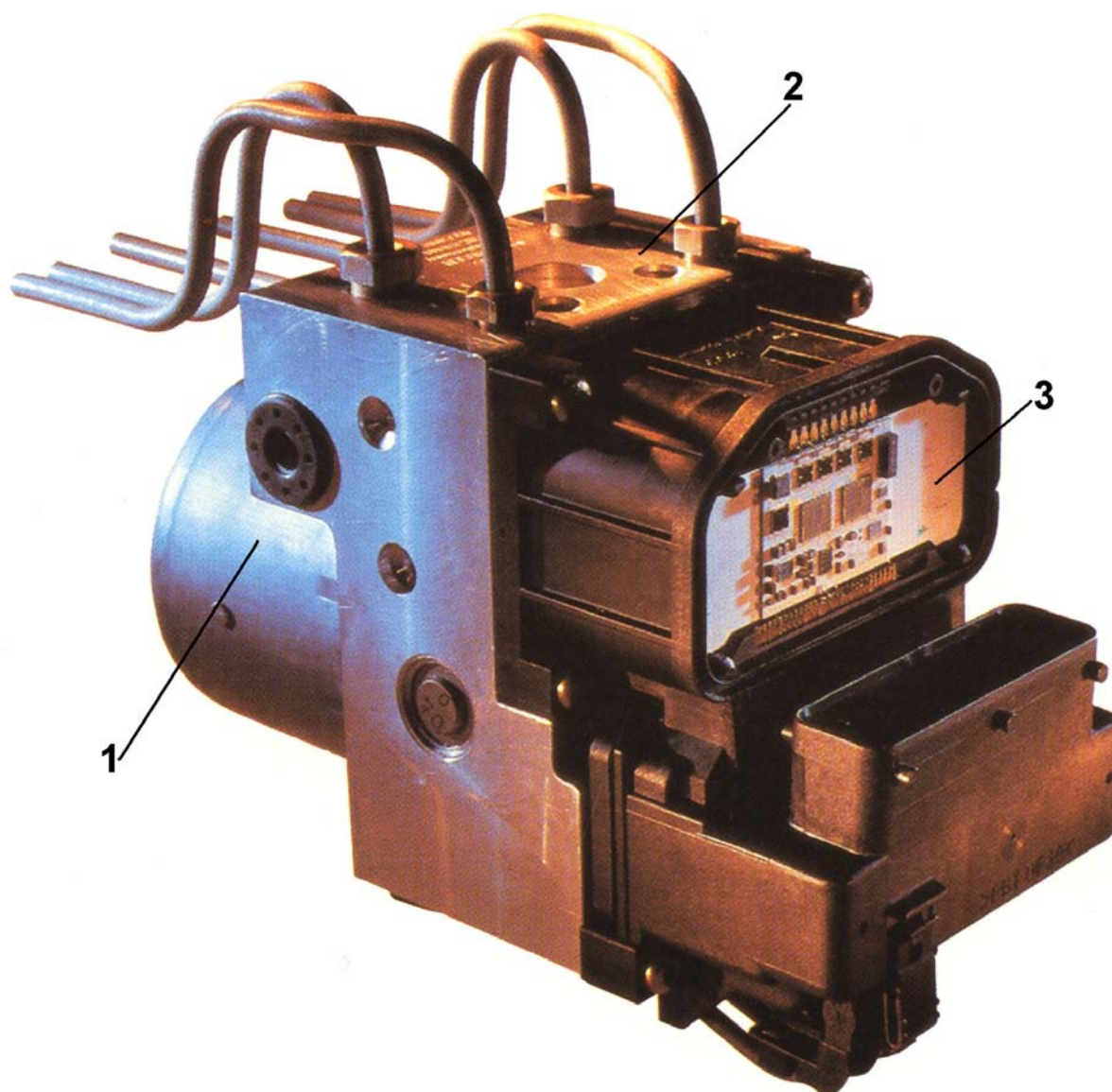
**Disertační práce**

Studijní program: Strojní inženýrství, P2301  
Studijní obor: Automatizace technologických procesů, 39-12-9  
Doktorand: Ing. David Jordan Delichristov  
Školitel: Prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.  
Datum odevzdání: 09. září 2010

Ostrava

---

2010



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou disertační práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího disertační práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava, 09 září 2010

.....  
Ing. David Jordan Delichristov

## Anotace

DELICHRISTOV, David-Jordan. *Simulace a robustní řízení antiblokovacího systému ABS*. Ostrava: Katedra automatizační techniky a řízení, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010. 171 stran. Disertační práce, vedoucí: Tůma, Jiří.

Disertační práce je zaměřena na simulaci a návrh robustního řízení bezpečnostního brzdového systému ABS (Antilock Braking System) metodou SiL (Software-in-the-Loop). Práce vychází ze znalosti konstrukce a funkčnosti celků jako je konveční brzdová soustava osobního automobilu, bezpečnostní řídicí systém ABS, ASR, ESP, spalovací motor, převodovka, vozidlo, pneumatika vozidla a dynamického chování osobního automobilu. V první části práce, je pozornost věnována úvodu do matematického modelování současného automobilového průmyslu. Následně se práce zabývá brzdovým bezpečnostním systémem ABS a jeho jednotlivými prvky z hlediska konstrukce a funkčnosti. Tyto prvky jsou dále matematicky popsány lineárními a nelineárními modely. Další částí práce je matematický popis vozidla a pneumatiky, nutný k simulaci jízdních manévřů a vyšetření dynamického chování vozidla během brzdění. Poslední část práce se zabývá návrhem robustního regulátoru systému ABS a srovnáním simulovaných výsledků s experimentálně naměřenými daty. V závěru jsou shrnuty poznatky a zkušenosti získané během návrhu simulačního systému ABS.

Přínos práce je především v oblasti matematického modelování v součinnosti s návrhem jednoduchého, avšak dostatečně robustního regulátoru pro systém ABS.

## Annotation

DELICHRISTOV, David-Jordan. *Simulation and robust control of the antilock braking system ABS*. Ostrava: Department of Control System and Instrumentation, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2010. 171 pages. Doctoral thesis, supervisor: Tuma, Jiri.

The thesis is focused on simulation and design of a robust control for antilock braking system ABS through the use of the SiL (Software-in-the-Loop) method. The thesis coming from design and functional knowledge of the vehicle conventional braking systems, vehicle control systems like ABS, ASR, ESP, and the dynamic behavior of combustion engine, transmission, vehicle and tires. The first part of the thesis deals with the present trends in mathematical modeling in the automotive industry. Thesis deals with the antilock braking system ABS and describes all the parts of the ABS in term of the construction design and functionality. Consequently all the parts of the ABS are described by linear or nonlinear mathematical models. The next part of the thesis deals with the mathematical model of the vehicle with a tire. The mathematical model of the vehicle is necessary for simulation of the driving maneuvers and research of the vehicle behavior during braking. The last part of the thesis is focused on robust design of the ABS control and confrontation of the simulation results with experimental measurements. In the conclusion perceptions and knowledge acquired during the design of the ABS simulation system are summarized.

Contribution of the thesis is especially in the area of the mathematical modeling with interaction to the elementary robust control design of the ABS system.

## Obsah

Obsah .....	v
Seznam zkratek a značení .....	vii
<b>1 Úvod .....</b>	<b>- 1 -</b>
1.1 Cíle disertační práce .....	- 2 -
<b>2 Přehled současného stavu řešené problematiky .....</b>	<b>- 3 -</b>
2.1 Současný stav matematického modelování ve vývoji automobilového průmyslu .....	- 6 -
2.2 Nástroje matematického modelování .....	- 8 -
2.2.1 Kauzalita .....	- 9 -
2.2.2 Numerické metody řešení matematických modelů .....	- 11 -
2.2.3 Simulační program Matlab-Simulink .....	- 13 -
<b>3 Matematický model vozidla .....</b>	<b>- 15 -</b>
3.1 Souřadný systém automobilu .....	- 15 -
3.2 Prvky matematického modelu vozidla .....	- 16 -
3.2.1 Model řidiče .....	- 17 -
3.2.2 Model spalovacího motoru .....	- 19 -
3.2.3 Model převodovky .....	- 20 -
3.2.4 Model kola .....	- 26 -
3.2.5 Model vozidla .....	- 43 -
<b>4 Antiblokovací systém ABS .....</b>	<b>- 58 -</b>
4.1 Úvod do bezpečnostních systémů vozidla .....	- 58 -
4.2 Přehled systému ABS .....	- 60 -
4.2.1 Snímače otáček kol .....	- 61 -
4.2.2 Řídící jednotka ABS .....	- 62 -
4.2.3 Hydraulická jednotka .....	- 62 -
4.2.4 Princip činnosti .....	- 62 -
4.2.5 Vlastní kontrola systému ABS .....	- 65 -
4.3 Matematický model hydraulického systému ABS .....	- 66 -
4.4 Prvky hydraulického systému ABS .....	68
4.4.1 Brzdový posilovač .....	68
4.4.2 Hlavní brzdový válec .....	69
4.4.3 Hydraulické vedení .....	76
4.4.4 Hydraulická clona .....	- 82 -
4.4.5 Elektromagnetický ventil .....	- 83 -
4.4.6 Rychlý redukční ventil .....	- 85 -
4.4.7 Jednocestný ventil .....	- 88 -
4.4.8 Hydraulický akumulátor .....	- 88 -
4.4.9 Pístový hydrogenerátor .....	- 90 -
4.4.10 Stejnosměrný elektromotor .....	- 94 -
4.5 Simulační model hydraulického systému ABS .....	- 96 -
<b>5 Regulace ABS .....</b>	<b>98</b>
5.1 Regulační obvod ABS .....	98
5.2 Princip činnosti regulace ABS .....	99

---

5.2.1	Regulace ABS na vozovce s vysokou adhezí .....	100
5.2.2	Regulace ABS na vozovce se sníženou adhezí.....	101
5.3	Regulátor skluzu ABS.....	102
5.4	Estimátor referenční rychlosti vozu.....	105
5.4.1	Zpracování signálů ze snímačů otáček kol .....	105
5.4.2	Kalmanův filtr pro sledování rychlosti vozidla.....	106
5.5	Zjednodušený návrh regulátoru ABS.....	107
5.6	Regulační cykly navrženého regulátoru.....	107
5.6.1	Dvoustavový robustní regulátor skluzu .....	108
<b>6</b>	<b>Simulační testy navrženého regulátoru .....</b>	<b>111</b>
6.1	Suchý asfalt / moký asfalt 100 [km/h] .....	111
6.2	Suchý asfalt / moký asfalt 60 [km/h] .....	117
<b>7</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>123</b>
7.1	Přínos disertační práce.....	124
Literatura	.....	125
Publikace	.....	130
2003	.....	130
2005	.....	130
2008	.....	130
2009	.....	130
Příloha 1 – Přehled parametrů simulačního modelu.....		131
Příloha 2 – Schéma simulačního modelu ABS v programu Matlab-Simulink.....		154

## Seznam zkratk a značení

	Zkratka	Jednotka	Vysvětlivky
<b>A</b>	ABS	[-]	Antilock Braking System
	ACC	[-]	Adaptive Cruise Control
	$a_{CoG}$	$[m/s^2]$	Zrychlení vozidla k CoG
	$a_{dCoG}$	$[m/s^2]$	Dostředivé zrychlení vozidla k CoG
	$a_k$	$[m/s^2]$	Zrychlení kola
	ASR	[-]	Acceleration Slip Control
<b>B</b>	$b_A, b_B$	$[Ns/m]$	Konstanta tlumení hl. brzdového válce
	$b_{hg}$	$[Ns/m]$	Konstanta tlumení hydrogenerátoru
	$B_k$	$[N]$	Brzdná síla na kole
	$b_{pv}$	$[Ns/m]$	Konstanta tlumení pojistného ventilu
<b>C</b>	$C_F, C_R$	$[N/rad]$	Klopné tuhosti přední a zadní nápravy
	CoG	[-]	Centre of Gravity
	$C_p$	[-]	Koeficient brzdného momentu
	$C_s$	$[Nm/rad]$	Tuhost řízení
	$C_\alpha$	$[N/rad]$	Směrová tuhost pneumatiky
	$c_x$	[-]	Součinitel vzdušného odporu
	$C_\lambda$	$[N/m]$	Skluzová tuhost pneumatiky
<b>D</b>	DIN	[-]	Deutsches Institut für Normung
	$D_{pv}$	$[m]$	Průměr šoupátka pojistného ventilu
	$D_v$	$[m]$	Průměr šoupátka el-magnetického ventilu
<b>E</b>	ECU	[-]	Electronic Control Unit
	$e_{def}$	$[m]$	Deformace pneumatiky ke svislé ose kola
	$e_{hg}$	$[m]$	Excentricita vačky
	EMB	[-]	Elektro Mechanische Bremse
	ESP	[-]	Electronic Stability Program
<b>F</b>	$F_{Ac}$	$[N]$	Jízdní odpor zrychlení pohonu
	$F_B$	$[N]$	Brzdná síla na kole
	$F_{Bb}$	$[N]$	Síla brzdového posilovače
	$F_{Bmax}$	$[N]$	Maximální brzdná síla na kole
	$F_{Bs}$	$[N]$	Statická brzdná síla
	$F_H$	$[N]$	Hnací síla kola
	$FL$	[-]	Přední levé kolo
	$F_{Lu}$	$[N]$	Aerodynamický odpor
	$F_N$	$[N]$	Normálová síla na kole
	$F_{NF}, F_{NR}$	$[N]$	Statické normálové síly přední a zadní nápravy

<b>F</b>	$F_p$	[N]	Síla vyvozená tlakem brzdové kapaliny
	$F_{OFL}, F_{OFFR}, F_{ORL}, F_{ORR}$	[N]	Síly odporu valení na kolech
	$f_R$	[-]	Součinitel valivého odporu kola
	$FR$	[-]	Přední pravé kolo
	$F_{R0}$	[N]	Jízdní odpor valení
	$F_S$	[N]	Boční síla na kole
	$F_{SFL}, F_{SFR}, F_{SRL}, F_{SRR}$	[N]	Síly bočního vedení pneumatik
	$F_{St}$	[N]	Jízdní odpor stoupání
	$F_U$	[N]	Obvodová síla na kole
	$F_{UB}$	[N]	Brzdná síla na kole
	$F_{UFL}, F_{UFR}, F_{URL}, F_{URR}$	[N]	Obvodové (hnací) síly na kolech
	$F_{UH}$	[N]	Hnací síla na kole
	$F_W$	[N]	Celkový jízdní odpor vozidla
	$F_{zFL}, F_{zFR}, F_{zRL}, F_{zRR}$	[N]	Dynamické radiální zatížení kol
<b>G</b>	$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Gravitační zrychlení
	$G_v$	[N]	Tíhová síla vozidla
<b>H</b>	$h'$	[m]	Vzdálenost těžiště karoserie od vozovky
	$h_F, h_R$	[m]	Vzdálenost těžiště přední a zadní nápravy od vozovky
	HiL	[-]	Hardware-In-the-Loop
	$H_k$	[N]	Obvodová síla na hnaném kole
	HW	[-]	Hardware
	$h_\phi$	[m]	Vzdálenost osy klopení k těžišti $T_{Un}$
<b>I</b>	$i_a$	[A]	Elektrický proud procházející rotorem DC motoru
	$i_C$	[-]	Celkový převod, převodovka, rozvodovka
	ICM	[-]	Instantaneous Center of Motion
	$I_n$	[-]	Inerciální soustava vozidla
	$i_s$	[-]	Převod řízení
<b>J</b>	$J_{E+T}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti motoru a převodovky
	$J_k$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti kola
	$J_v$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti vozidla
	$J_{Wheel}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti kola
	$J_x$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti karoserie k ose x
	$J_y$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti karoserie k ose y
	$k_0$	[-]	Směrnice přímky skluzu



<b>K</b>	$k_A, k_B$	[N/m]	Tuhost pružiny hl. brzdového válce
	$K_F, K_R$	[Ns/m]	Klopné tuhosti přední a zadní nápravy
	$k_{hg}$	[N/m]	Konstanta tuhosti pružiny hydrogenerátoru
	$K_p$	[Nm <sup>2</sup> ]	Modul stlačitelnosti brzdové kapaliny
	$K_P, K_I, K_D$	[-]	Konstanty zesílení PID regulátoru
	$k_{pv}$	[N/m]	Tuhosti pružiny pojistného ventilu
	$k_{pv}$	[N/m]	Tuhosti pružiny hydraulického akumulátoru
	$k_v$	[-]	Zesílení elektromagnetického ventilu
<b>L</b>	$l$	[m]	Rozvor nápravy
	$l'_F, l'_R$	[m]	Vzdálenost přední a zadní nápravy od těžiště Un
	$L_a$	[H]	Indukčnost na rotoru DC motoru
	$l_F, l_R$	[m]	Vzdálenost přední a zadní nápravy od těžiště CoG
	$l_s$	[m]	Délka stopy pneumatiky
<b>M</b>	$m_A, m_B$	[kg]	Hmotnost pístu hlavního brzdového válce
	$M_B$	[Nm]	Brzdný moment na kole
	$M_{EngNo}$	[Nm]	Redukovaný moment MSR
	$m_v$	[kg]	Hmotnost vozidla
	$m_F, m_R$	[kg]	Hmotnosti přední a zadní nápravy
	$M_{Fs}$	[Nm]	Moment závleku kola
	$M_H$	[Nm]	Hnací moment na kole
	$m_{ha}$	[kg]	Hmotnost pístu hydraulického akumulátoru
	$M_{hg}$	[Nm]	Moment hydrogenerátoru
	$m_{hg}$	[kg]	Hmotnost pístu hydrogenerátoru
	MiL	[-]	Model-In-the-Loop
	$m_k$	[kg]	Čtvrtinová hmotnost vozu
	$M_k$	[Nm]	Moment tření pneumatika/vozovka
	$M_M$	[Nm]	Hnací moment motoru
	$M_{PropHalf}$	[Nm]	Polovina momentu hnacího hřídele
	$m_{pv}$	[kg]	Hmotnost pístu pojistného ventilu
	$M_{Ro}$	[Nm]	Moment odporu valení kola
	$M_s$	[Nm]	Moment řízení
	$M_{SFL}, M_{SFR}, M_{SRL}, M_{SRR}$	[Nm]	Vratné momenty pneumatik
	$m_{Un}$	[kg]	Hmotnost karoserie vozidla
	$M_{WheelNo}$	[Nm]	Nominální (žádaný) brzdý moment kola
	$M_\varphi$	[Nm]	Moment klopení karoserie

	$M_{\varphi F}, M_{\varphi R}$	[Nm]	Vratné momenty přední a zadní nápravy
<b>N</b>	$n_B$	[-]	Počet třecích ploch
	NEDC	[-]	New European Driving Cycle
	$n_k$	[m]	Konstrukční závlek kola
	$n_R$	[m]	Závlek kola
	$n_S$	[m]	Rameno boční vodící síly
	$n_U$	[m]	Rameno podélné (obvodové) síly
<b>O</b>	$O_F, O_R$	[-]	Body klopení karoserie
<b>P</b>	$P$	[-]	Průsečík osy rejdového čepu
	$p_1$	[Pa]	Tlak před clonou
	$p_2$	[Pa]	Tlak za clonou
	$p_A, p_B$	[Pa]	Tlak v hlavních okruzích
	$p_{Atm}$	[Pa]	Atmosférický tlak
	$p_{Bb}$	[Pa]	Tlak brzdového posilovače
	$p_F, p_R$	[m]	Vzdálenost os klopení přední a zadní nápravy od vozovky
	$p_{ha}$	[Pa]	Tlak uvnitř hydraulického akumulátoru
	$p_{hg\_in}$	[Pa]	Tlak na vstupu do hydrogenerátoru
	$p_{hg\_out}$	[Pa]	Tlak na výstupu hydrogenerátoru
	$p_p$	[Pa]	Tlak v potrubí
	$p_{pv\_in}$	[Pa]	Tlak na vstupu do pojistného ventilu
	$p_{pv\_max}$	[Pa]	Tlak jištěný pojistným ventilem
	$p_{pv\_out}$	[Pa]	Tlak na výstupu z pojistného ventilu
	$p_{v\_in}$	[Pa]	Tlak na vstupu do el-magnetického ventilu
	$p_{v\_out}$	[Pa]	Tlak na výstupu z el-magnetického ventilu
	$p_{Wheel}$	[Pa]	Brzdový tlak na kole
	$p_{WheelNo}$	[Pa]	Nominální (žádaný) brzdový tlak na kole
<b>Q</b>	$Q$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok
	$Q_A, Q_B$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok v potrubí hlavního brzdového válce
	$Q_{cl}$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok clonou
	$Q_{ha}$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok hydraulickým akumulátorem
	$Q_{hg}$	[m/s <sup>3</sup> ]	Průtok hydrogenerátoru
	$Q_{pv}$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok pojistného ventilu
	$Q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok elektromagnetickým ventilem
<b>R</b>	$R'$	[rad]	Poloměr okamžitého zatáčení vozidla
	$R_a$	[Ω]	Odpor na rotoru DC motoru
	$r_B$	[m]	Střední třecí poloměr brzdového kotouče
	$r_d$	[m]	Dynamický poloměr kola
	$r_{hg}$	[m]	Poloměr vačky

<b>R</b>	$r_k$	[m]	Rameno rejdu kola
	$RL$	[-]	Zadní levé kolo
	$RR$	[-]	Zadní pravé kolo
	RTW	[-]	Real-Time Workshop
<b>S</b>	$S_{Ap}, S_{Bp}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pístu hlavního brzdového válce
	$S_{Av}, S_{Bv}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha potrubí hlavního brzdového válce
	SBC	[-]	Sensotronic Brake Control
	$S_{cl}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průtoku clonou
	$S_{diaphragm}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha membrány brzdového posilovače
	$S_{ha\_p}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pístu hydraulického akumulátoru
	$S_{ha\_v}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průtoku hydraulického akumulátoru
	$S_{hg\_p}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pístu hydrogenerátoru
	$S_{hg\_v}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průtoku hydrogenerátoru
	SiL	[-]	Software-In-the-Loop
	$S_{pv\_p}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pístu pojistného ventilu
	$S_{pv\_v}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průtoku pojistným ventilem
	$S_v$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průtoku el-magnetickým ventilem
	$s_w$	[-]	Smyková veličina
	$S_x$	[m <sup>2</sup> ]	Čelní plocha vozidla
<b>T</b>	$t$	[s]	Čas
	$T$	[-]	Těžiště vozidla CoG
	$T_F, T_R$	[-]	Těžiště přední a zadní nápravy
	$T_{Un}$	[-]	Těžiště karoserie Un
	$T_v$	[s]	Časová konstanta el-magnetického ventilu
<b>U</b>	$u_a$	[V]	Napětí rotoru (kotvy) DC motoru
	$u_e$	[V]	Indukované napětí v cívkách rotoru DC
	Un	[-]	Undercarriage
	$u_v$	[V]	Napětí elektromagnetického ventilu
	$U_{Valve}$	[V]	Napětí elektromagnetického ventilu
<b>V</b>	$v_2$	[m/s]	Rychlost průtoku clony
	$v_{CoG}$	[m/s]	Rychlost vozidla k CoG
	VDI	[-]	Verein Deutscher Ingenieure
	$v_F$	[m/s]	Rychlost vozidla
	$v_{hg}$	[m/s]	Rychlost průtoku hydrogenerátoru
	$v_{Lu}$	[m/s]	Náporová rychlost vozidla
	$V_p$	[m <sup>3</sup> ]	Objem kapaliny v potrubí
	$v_{pv\_out}$	[m/s]	Rychlost průtoku pojistného ventilu
	$v_{ref}$	[m/s]	Referenční rychlost vozu

<b>V</b>	$V_R$	[m/s]	Obvodová rychlost kola
	$V_{V\_out}$	[m/s]	Rychlost průtoku el-magnetického ventilu
	$V_w$	[m/s]	Podélná rychlost kola
	$V_{WheelFree}$	[m/s]	Rychlost volně otáčejícího se kola
	$V_\lambda$	[m/s]	Skluzová rychlost kola
<b>W</b>	$W_F, W_R$	[m]	Rozchod přední a zadní nápravy
<b>X</b>	$x_A, x_B$	[m]	Poloha pístu hlavního brzdového válce
	$x_{CoG}$	[m]	Podélná poloha vozidla k CoG
	$x_{hg}$	[m]	Poloha pístu hydrogenerátoru
	$x_{In}$	[m]	Podélná poloha vozidla k In
	$x_{pv}$	[m]	Poloha šoupátka pojistného ventilu
	$x_{pv}$	[m]	Poloha pístu hydraulického akumulátoru
	$x_v$	[m]	Poloha šoupátka el-magnetického ventilu
	$\ddot{x}_{ha}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení pístu hydraulického akumulátoru
	$\dot{x}_{ha}$	[m/s]	Rychlost pístu hydrogenerátoru
	$\ddot{x}_{hg}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení pístu hydrogenerátoru
	$\ddot{x}_{A,B}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení pístu hlavního brzdového válce
	$\dot{x}_{A,B}$	[m/s]	Rychlost pístu hlavního brzdového válce
	$\ddot{x}_{pv}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení pístu pojistného ventilu
	$\dot{x}_{pv}$	[m/s]	Rychlost pístu pojistného ventilu
	$\dot{x}_{ha}$	[m/s]	Rychlost pístu hydraulického akumulátoru
	$\dot{x}_{In}$	[m/s]	Podélná rychlost vozidla k In
	$\ddot{x}_{In}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Podélné zrychlení vozidla k In
	$\ddot{x}_{CoG}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení vozidla k CoG
	$\dot{x}_w$	[m/s]	Podélná rychlost kola
	$\dot{x}_{FL}, \dot{x}_{FR}, \dot{x}_{RL}, \dot{x}_{RR}$	[m/s]	Rychlosti kol v podélné rovině
<b>Y</b>	$y_{CoG}$	[m]	Příčná poloha vozidla k CoG
	$y_{Fs}$	[m]	Výchylka (deformace) pneumatiky
	$y_{In}$	[m]	Příčná poloha vozidla k In
	$y_{Un}$	[m]	Příčná poloha karoserie k Un
	$\dot{y}_{In}$	[m/s]	Příčná rychlost vozidla k In
	$\ddot{y}_{In}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Příčné zrychlení vozidla k In
	$\dot{y}_{Un}$	[m/s]	Příčná rychlost karoserie k Un
	$\ddot{y}_{Un}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Příčné zrychlení karoserie k Un
	$\ddot{y}_F, \ddot{y}_R$	[m/s <sup>2</sup> ]	Příčné zrychlení přední a zadní nápravy
	$\dot{y}_{FL}, \dot{y}_{FR}, \dot{y}_{RL}, \dot{y}_{RR}$	[m/s]	Rychlosti kol v příčné rovině
	$\dot{y}_w$	[m/s]	Příčná rychlost kola
	$z_{CoG}$	[m]	Svislá poloha vozidla k CoG

<b>Z</b>	$z_{Un}$	[m]	Svislá poloha karoserie k Un
	$\dot{z}_{Un}$	[m/s]	Svislá rychlost karoserie k Un
	$\ddot{z}_{Un}$	[m/s <sup>2</sup> ]	Svislé zrychlení karoserie k Un
<b>Řecká abeceda</b>	$\alpha$	[°]	Úhel stoupání
	$\alpha_{FL}, \alpha_{FR}, \alpha_{RL}, \alpha_{RR}$	[rad]	Úhel směrové úchyly kola
	$\alpha_w$	[rad]	Úhel směrové úchyly kola
	$\beta$	[rad]	Úhel úchyly stáčení vozidla
	$\delta_s^*$	[rad]	Úhel převodky řízení
	$\delta_{FL}, \delta_{FR}, \delta_{RL}, \delta_{RR}$	[rad]	Úhly natočení kol
	$\Delta F_{zF}, \Delta F_{zR}$	[N]	Radiální reakce přední a zadní nápravy
	$\Delta F_{zFx}, \Delta F_{zRx}$	[N]	Podélná zatížení přední a zadní nápravy
	$\Delta F_{zFy}, \Delta F_{zRy}$	[N]	Příčná zatížení přední a zadní nápravy
	$\Delta R_F, \Delta R_R$	[m]	Diferenciální rádius přední a zadní nápravy
	$\Delta R_{FL}, \Delta R_{FR}, \Delta R_{RL}, \Delta R_{RR}$	[m]	Diferenciální rádius kola
	$\delta_s$	[rad]	Úhel natočení volantů
	$\delta_w$	[rad]	Úhel natočení kola
	$\varepsilon$	[rad]	Úhel klonění karoserie
	$\dot{\varepsilon}$	[rad/s]	Úhlová rychlost klonění karoserie
	$\ddot{\varepsilon}$	[rad/s <sup>2</sup> ]	Úhlové zrychlení klonění karoserie
	$\eta_C$	[-]	Celková účinnost hnacího ústrojí
	$\lambda_{FL}, \lambda_{FR}, \lambda_{RL}, \lambda_{RR}$	[-]	Skluz pneumatiky
	$\lambda_{No}$	[-]	Nominální (žádaný) skluz pneumatiky
	$\lambda_S$	[-]	Boční skluz pneumatiky
	$\lambda_L$	[-]	Podélný skluz pneumatiky
	$\lambda_w$	[-]	Skluz pneumatiky
	$\mu$	[-]	Součinitel adheze pneumatika/vozovka
	$\mu_0$	[-]	Počáteční adheze pneumatika/vozovka
	$\mu_B$	[-]	Koeficient tření brzdového kotouče
	$\xi$	[-]	Konstanta DC motoru
	$\xi_v$	[-]	Koeficient tlumení el-magnetického ventilu
	$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota brzdové kapaliny
	$\rho_{Lu}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Měrná hmotnost vzduchu
	$\varphi$	[rad]	Úhel klopení karoserie
	$\dot{\varphi}_R$	[rad/s]	Úhlová rychlost kola
	$\ddot{\varphi}_k$	[rad/s <sup>2</sup> ]	Obvodové zrychlení kola

	$\dot{\varphi}$	[rad/s]	Úhlová rychlost klopení karoserie
	$\ddot{\varphi}$	[rad/s <sup>2</sup> ]	Úhlové zrychlení klopení karoserie
	$\varphi_{hg}$	[rad]	Úhlová dráha vačky hydrogenerátoru
	$\psi$	[rad]	Úhel stáčení vozidla kolem osy $z_{CoG}$
	$\dot{\psi}$	[rad/s]	Úhlová rychlost stáčení vozidla
	$\ddot{\psi}$	[rad/s <sup>2</sup> ]	Úhlové zrychlení stáčení vozidla
	$\mathcal{G}$	[-]	Součinitel vlivu rotačních částí vozidla
	$\omega_m$	[rad/s]	Úhlová rychlost DC motoru

# 1 Úvod

Ve více než stoleté historii automobilismu se setkáváme s neustálým pokrokem a novátorstvím. Vývoj v dnešním automobilovém průmyslu směřuje od drahých prestižních symbolů ke každodenní a spolehlivé individuální mobilitě. Mezitím můžeme na českých silnicích vidět přes 7 milionů automobilů\* různých kategorií. Toto číslo ukazuje, že požadavky zákazníků jsou jednoduše různé a že kult „lidového vozu“ je nenávratně pryč. K tomu, aby mohly být tyto stále rostoucí požadavky zákazníků uspokojeny, byl vývoj v automobilovém průmyslu již před pár lety systematicky změněn tak, aby se silně opíral o počítačovou a simulační techniku. Místo individuálních výkonů geniálních jednotlivců tak dnes označujeme vývojová oddělení, skrze jejich komplexního nasazení a týmového výkonu.

Disertační práce, je zaměřena na jednu z dílčích oblastí vývojového cyklu moderních automobilů dneška a tím je matematické modelování a simulace. Toto odvětví je v automobilovém průmyslu poměrně „mladé“ ve srovnání kupříkladu s konstrukčním vývojem automobilů a tzv. CAD systémy, které provázejí vývoj automobilů již dvě desetiletí.

Práce začala vznikat během mých inženýrských studií na katedře ATR, kdy ji předcházela diplomová práce na téma „Řídicí systémy osobního automobilu“ [Delichristov 2003]. Tato práce měla za úkol vytvořit testovací nástroj moderního agregátu ABS. Práce byla směřována do oblasti HiL simulací, kdy bylo vytvořeno spojení reálného HW (jednotka ABS) s jednoduchou aplikací v prostředí Matlab-Simulink prostřednictvím multifunkční karty PCI MF614 a programového rozhraní Real-Time Windows Target s ovladači pro tuto kartu.

Cílem disertační práce, je vytvořit dostatečně věrohodný matematický model pro simulaci aktivního bezpečnostního systému ABS s jeho regulací. K vytvoření takového simulačního modelu, bylo zapotřebí znalostí nejen z oblastí modelování a simulací, ale především dobrá znalost systému ABS a jeho hydraulického systému, ale také jízdní dynamiky vozidla a fyzikálních stavů mezi pneumatikou a vozovkou. K navození reálných jízdních stavů vozidla, bylo zapotřebí modelovat nejen vozidlo a jeho kolo, ale i zjednodušený model hnacího ústrojí (spalovací motor, převodovka) a také model řidiče. Znalosti, pro vytvoření takového komplexního systému jako je model chování vozidla jsem sbíral během mé už takřka sedmileté praxe v oblasti vývoje v automobilovém průmyslu.

Výsledky disertační práce a popis robustního regulátoru ABS, jsou obsaženy v závěru disertační práce. Záměr použití robustního regulátoru vedl k návrhu jednoduchého regulátoru a účinného regulačního členu. Nakonec byl navržen dvoustavový regulátor skluzu. Samostatný regulátor skluzu však nepřinesl očekávané výsledky a proto se do logiky regulace musela, zapojit i kontrola okamžitého zrychlení (zpomalení) kola.

---

\* Zdroj: <http://www.autosap.cz/sfiles/TI15-2008.doc>

## **1.1 Cíle disertační práce**

Cíle disertační práce jsou:

- Vytvoření matematického modelu konvenční brzdové soustavy osobního automobilu, osazené antiblokovacím systémem ABS, na kterém budou prováděny simulační studie, při návrhu metod řízení systému ABS.
- Vytvoření simulačního modelu dvounápravového automobilu, s důrazem na model pneumatiky, jenž ovlivňuje dynamické chování vozidla během jízdy a brzdění.
- Vytvoření robustního algoritmu řízení ABS, optimalizovaného pro současné moderní konvenční brzdové systémy.

Předpokladem pro možné reálné použití vytvořeného robustního algoritmu ABS, jsou kromě simulační studie a experimentální testů v laboratorních podmínkách, také reálné testy ve vozidle, pokud to bude možné. Následně budou tyto experimentální a simulační výsledky porovnávány s dostupnými výsledky již existujících ABS algoritmů.

Postup řešení je následující:

1. Současný význam matematického modelování ve vývoji automobilového průmyslu.
2. Analýza konvenční brzdové soustavy, vybavené antiblokovacím systémem ABS.
3. Návrh, realizace a validace simulačního modelu systému ABS se všemi podpůrnými systémy, jako je model řidiče, hnacího ústrojí, vozidla a pneumatiky.
4. Návrh algoritmu řízení systému ABS. Jeho realizace a validace pro vytvořený simulační model ABS.
5. Testování navrženého robustního regulátoru ABS metodou MiL a ověření simulačních výsledků s experimentálně naměřenými daty.
6. Formulace dynamických vlastností systému ABS a optimalizace robustního regulátoru.



## **2 Přehled současného stavu řešené problematiky**

Antiblokovací systém ABS, byl prvně navržen a konstruován pro využití v drážní dopravě (vlaky), již v roce 1900. Později se tento systém začal rozšiřovat i v oblasti letecké techniky například u tryskových letounů. V roce 1960 započala éra, kdy byly první systémy ABS adaptovány i pro využití v automobilovém průmyslu. Zprvu byl systém dostupný jen pro luxusní vozy, jakkoliv byly první prototypy systému limitovány tehdejším stavem mechanické a analogové techniky. Rychlý technologický vývoj, zejména pak v oblasti elektronických systémů, však brzy umožnil výrobcům automobilů vyvinout vysoce spolehlivý antiblokovací systém, který může být díky ekonomické dostupnosti široce instalován do všech kategorií osobních automobilů.

Moderní antiblokovací systémy ABS, byly prvně představeny ve vyšších třídách osobních automobilů roku 1978. Na počátku devadesátých let, zaznamenalo ABS velký rozmach zejména ve střední a nižší třídě osobních automobilů. V současnosti je již ABS standardní (v některých zemích EU i povinnou) součástí výbavy všech moderních automobilů.

V roce 2001 analyzoval Úřad pro bezpečnost vozidel Svazu německých pojišťoven (GDV) v jedné studii příčiny nehod, při nichž došlo k těžkým a smrtelným úrazům. Z celkového počtu 15000 nahlášených případů odborníci nakonec podrobně vyhodnotili 831 případů. Toto šetření ukázalo, že téměř 60 procent všech nehod se smrtelnými následky bylo způsobeno bočním nárazem. U 30 až 40 procent všech smrtelných nehod se vozidlo dostalo do smyku hlavně v důsledku příliš vysoké rychlosti nebo opožděné reakce či chyby řidiče. Na základě tohoto výsledku Úřad jednoznačně doporučil používat bezpečnostní systémy, jako elektronický program stability ESP, které zvyšují jízdní stabilitu automobilu. Jejich pomocí je možno zabránit smyku nebo ho alespoň lépe zvládnout. Jejich zavedení do sériové výbavy by podle očekávání expertů snížilo počet velmi těžkých nehod.

Podobné výzkumy a doporučení ukazují, jak je důležité pokračovat ve vývoji systémů v oblasti směrové stability vozidla. Cílem je dosáhnout většího rozšíření cenově dostupných systémů jízdní stability ve všech třídách osobních automobilů. Vozidlo, které se dostalo do smyku, je třeba stabilizovat cíleným brzděním, snížením točivého momentu motoru a korekcemi volantu. Zatímco technické prostředky pro automatické ovlivňování brzdového systému, nebo snížení točivého momentu se již delší dobu používají, jsou systémy automatického zasahování do řízení ještě ve fázi vývoje.

Podstatné zvýšení bezpečnosti vozidla představuje již antiblokovací brzdový systém ABS a protipokluzová soustava ASR, jenž jsou základním prvkem vyššího systému jako je elektronický program stability ESP. Takovým systémem dostává řidič, který si je vědom své odpovědnosti, k dispozici bezpečnostní zařízení, které vozidlo kontroluje téměř v každé jízdní situaci. Tuto bezpečnost je možno dále zvýšit použitím asistenčního systému posilovače brzd. Jeho funkce je relativně jednoduchá a nevyžaduje integraci žádných doplňujících komponentů do řídicí jednotky ESP.

V dalším vývoji systémů automatického řízení a ovládání automobilu se rýsuje jeden obecný trend, kdy jsou mechanické systémy nahrazovány systémy „X-by-Wire“, které snímají povely vydávané řidičem pomocí senzorů. Jejich informace jsou elektronicky zpracovány a řídicí povely vytvořené na jejich základě, jsou předávány akčním členům.

Jedním z již realizovaných systémů je elektronický pedál plynu, označovaný jako „Drive by Wire“. Například společnost Robert Bosch GmbH, intenzivně pracuje na vývoji elektronických systémů v oblasti brzdy a řízení. Systémy „Steer by Wire“ a „Brake by Wire“ jsou totiž předpokladem pro zavedení nových bezpečnostních a komfortních funkcí, které bude možno uskutečnit pouze v součinnosti s několika systémy na vozidle. Brake by Wire tvoří mechanicko-hydraulické rozhraní mezi pedálem brzdy a brzdami na kolech. Senzory snímají povel k brzdění vydaný řidičem a přenášejí tuto informaci do elektronické řídicí jednotky. Ta prostřednictvím příslušných akčních členů zajistí potřebný brzdný účinek na kolech. Nejvýhodnější koncepci systému Brake by Wire v současné době představuje elektrohydraulická brzda SBC. Tento systém zčásti využívá osvědčených komponentů hydraulické brzdy a v roce 2001 byl zaveden do sériové výroby společností Daimler AG.

U klasických brzdových systémů se brzdný tlak na kolech vytváří po sešlápnutí pedálu brzdy řidičem v hlavním brzdovém válci nebo při stabilizačním zásahu ESP v hydraulickém systému ESP. U SBC se naproti tomu brzdý tlak na brzdy kol přenáší z hydraulické tlakové nádoby brzdovou kapalinou, jejíž zásoba vystačí na několikrát zabrzdnutí. Pístové čerpadlo poháněné elektromotorem v plynovém zásobníku s membránou zajišťuje řízení tlaku brzdové kapaliny v rozmezí 140 a 160 bar. Po sešlápnutí pedálu brzdy nebo při stabilizačním zásahu ESP řídicí jednotka SBC na základě programového algoritmu vypočítá požadovanou hodnotu brzdného tlaku pro každé kolo. Protože se tato tlaková hodnota vypočítává a měří pro každé kolo zvlášť, je možno pomocí takzvaných modulátorů tlaku řídit brzdý tlak jednotlivě pro každé kolo. Každý z těchto čtyř modulátorů má vypouštěcí a napouštěcí ventil, řízený prostřednictvím elektronického koncového stupně. Spojení s řidičem zajišťuje ovládací jednotka brzdy, která pomocí snímače dráhy a tlaku v hlavním brzdovém válci, který zůstává při tomto konstrukčním řešení zachován, měří rychlost a sílu sešlápnutí brzdového pedálu. Tyto informace jsou zpracovávány řídicí jednotkou, která na jejich základě generuje řídicí signály pro modulátory brzdného tlaku kol.

Hlavním znakem elektrohydraulické brzdy SBC je vyšší komfort brzdění. Variabilní regulace brzdného tlaku bez zásahu řidiče umožňuje uspořádat funkce v oblasti řízení vozidla, jako například adaptivní udržování nastavené jízdní rychlosti ACC, s cílem zajištění vyššího komfortu. Lehké ovládání brzdového pedálu pomocí SBC řidiči umožňuje snadno zvýšit brzdnou sílu až po maximální brzdění s ABS, aniž by došlo ke kolísání brzdného účinku. I při automatickém zásahu ESP proběhne stabilizace vozidla díky rychlému a přesnému nastavení potřebného brzdného tlaku na kolech s vysokým komfortem. Regulátor tlaku je aktivován s časovým předstihem, takže stabilizace vozidla proběhne pro řidiče téměř nepozorovaně. Na to, že se vozidlo nachází v mezních podmínkách ovladatelnosti, je však řidič při aktivaci ESP upozorněn optickým signálem.

Další výhody SBC spočívají v možnosti snadné integrace dalších funkcí, zaměřených na bezpečnost a komfort řízení. Funkce Soft-Stop umožňuje plynulé a měkké zastavení automobilu. Přerušované brzdění zde na místo řidiče přebírá elektrohydraulická brzda. Funkce suché brzdy SBC při jízdě na mokřém povrchu aktivuje pro řidiče nepostřehnutelné pravidelné, rychlé a slabé brzdící impulzy, které odstraňují vodní film na povrchu brzdových kotoučů, aby byl neustále zajištěn nesnížený a okamžitý brzdící účinek. Tato funkce se aktivuje spolu se zapnutím stěračů. Je možno také aktivovat funkci pro jízdu v dlouhé koloně vozidel, která přibrzdí vozidlo s pevně nastavenou časovou prodlevou, když řidič uvolní sešlápnutý pedál plynu. Nemusí tak neustále přešlapovat z jednoho pedálu na druhý. Asistenční funkce pro rozjezd automobilu zabrání samovolnému rozjetí vozidla nazpátek, stojí-li na svahu, a tím usnadňuje rozjíždění. Tato funkce se aktivuje u stojícího vozidla krátkým a silným sešlápnutím pedálu brzdy. Dalším sešlápnutím tohoto pedálu se brzdový účinek automaticky vypne. ACC Stop & Go představuje rozšíření funkce ACC pro jízdu v hustém městském provozu nebo při jízdě v zácpě. V součinnosti s dalšími snímači SBC přibrzdí vozidlo až do úplného zastavení; přitom se stále hlídá vzdálenost k nejbližšímu vozidlu jedoucímu vpředu. Pokud toto vozidlo zrychlí, vaše vozidlo se automaticky rozjede a bude ho následovat. SBC tak vytváří předpoklad pro uplatnění celé řady funkcí, které mají zvýšit pohodlí řidiče. Ty dávají výrobcům automobilu možnost odlišit se od konkurence.

Současně s SBC, se hodně hovoří také o elektromechanické brzdě EMB. Na její zavedení jako plnohodnotného brzdového systému si však budeme muset ještě nějaký čas počkat. Základním problémem je vývoj cenově přijatelné a lehké brzdy, kterou by bylo možno instalovat v úzkém vnitřním prostoru disku kola. Navíc EMB vyžaduje silnější, a tedy i patřičně dražší palubní síť o napětí 42 voltů. Elektrohydraulický brzdový systém SBC naproti tomu neklade vyšší požadavky na zástavbový prostor v oblasti brzdy na kole, a nezvyšuje ani hmotnost. Pro zásobování elektrickou energií stačí konstrukčně dobře navržená palubní síť o napětí 14 voltů. Nouzové zabrzdění zajišťuje v případě potřeby přímé dynamické spojení mezi hlavním brzdovým válcem a brzdami kol na přední nápravě.

Zahájením sériové výroby v roce 2001, byl vytvořen další milník ve vývoji aktivní bezpečnosti automobilu. Až do roku 2005 bude SBC moci uplatnit své přednosti jen ve vyšší střední a ve vyšší třídě osobních automobilů, a tedy v malém rozsahu. Cestu k uplatnění této techniky i v jiných třídách vozidel otevřou až cenově přijatelnější systémy SBC. U SBC možná na trhu dojde k podobnému vývoji, jako u ESP. Zde například společnost Robert Bosch GmbH a další společnosti jako TRW nebo Continental AG, po zahájení sériové výroby v roce 1995 dosáhli na jednotlivých trzích dnešního vysokého stupně vybavenosti s tendencí dalšího růstu. Elektrohydraulická brzda SBC je dalším důležitým krokem na cestě k síťovému propojení všech bezpečnostních systémů ve vozidle. Tento elektronický brzdový systém vytvoří hlavní předpoklad pro automatické řízení automobilu [Günther Plapp 2001].

## **2.1 Současný stav matematického modelování ve vývoji automobilového průmyslu**

Moderní vývoj v automobilovém průmyslu, je ovlivňován stále kratšími modelovými cykly, stoupající nutností inovace a stále rostoucími požadavky zákazníků. Výhradně zkušební technické zabezpečení není na základě tlaků na náklady a zkracující se dobu vývoje, již déle udržitelné. Jaké alternativní možnosti máme a proč jsou efektivnější než konvenční metodika? Jak velká je řádově hodnota modelování v automobilovém průmyslu? Jaké jsou nástroje a jak jsou využity?

K zodpovězení těchto otázek je nejprve nutné definovat pojmy **simulace** a **model** (podle směrnice VDI 3633\*).

*„Simulace je napodobení systému s jeho dynamickými procesy, v experimentu schopném modelu tak, aby se dospělo k poznatkům, které jsou přenosné do skutečnosti.“*

Zkoumaný systém je zredukován na soubor nutných vlastností. Aspekty, které pravděpodobně nemají žádný nebo nepatrný vliv, jsou zobrazeny jednoduše nebo celistvě vynechány (abstrakce). „Dobrý“ model se řídí tedy pravidlem „maximum toho co je nutné, minimum toho co je možné“. Proč vynakládat úsilí k modelování, když je přece možné prozkoumat, také reálné systémy? Proti tomu mluví v podstatě tři aspekty:

- Mnoho procesů se vyhýbá pozorování, protože skrytě proběhnou, nebo nejsou k dispozici vhodné měřicí metody. Příkladem jsou molekulární procesy nebo procesy, které probíhají příliš pomalu (pohyb kontinentálních desek) nebo naopak příliš rychle (elektronika).
- Průzkum reálného systému může být (a v automobilovém průmyslu i je) příliš nákladný nebo i nebezpečný.
- Reálný systém ještě vůbec neexistuje.

Vedle těchto problémů pozorování reálných procesů vyplývají pro simulaci typické přednosti:

- Jednorázové modelování fyzikálních souvislostí systému, umožňuje změnu systémových parametrů průzkum s novými okrajovými podmínkami.
- Simulace jsou bezpečné, proveditelné s nízkými náklady a tím ideální pro vzdělávání lidí na pracovištích, jako například simulátory pro piloty letadel.

---

\* Německá norma pro simulaci a modelování.

- V simulaci může být zajištěno idealizované systémové chování. To znamená, že algoritmy mohou být testovány v „laboratorních podmínkách“. Při měření ve vozidle se na základě komplexních závislostí a ovlivnění poruchovými veličinami ne vždy podaří diferencovat mezi požadovanými změnami prostřednictvím optimalizace.

Tyto výhody dělají z modelování mocný nástroj, který si nelze odmyslet právě v automobilovém průmyslu.

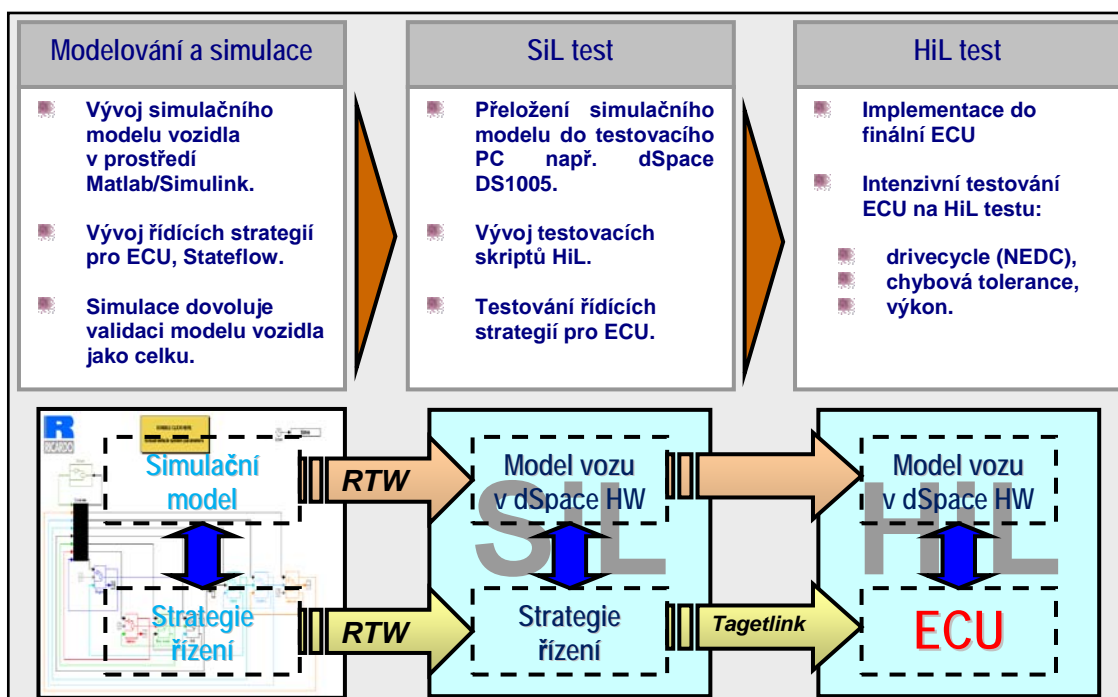
Simulace umožňuje optimalizaci nových komponentů prostřednictvím variace parametrů – virtuálně, s nízkými náklady a bez hardwaru. Teprve po optimalizaci na počítači se zkonstruuje prototyp a ověří se simulační výsledek různými metodami zkoušek a testů (validace). Toto vzájemné srovnání umožňuje zlepšit kvalitu modelu, přičemž jsou minimalizovány rozdíly mezi simulací a realitou. Avšak ani nejlepší model nemůže reálný experiment nahradit, protože komplexnost reálných souvislostí nemůže být nijak reprodukována. Simulace na počítači poskytuje vždy jen odpovědi na otázky, které jsou kladeny vývojářem. Ve skutečnosti jsou naproti tomu účinné také závislosti, které vývojář nezážil.

V tomto kontextu se krátce experimentovalo s využitím celkového modelu vozidla, což byl dlouhou dobu vzdálený cíl inženýrů. Celkový model vozidla měl reprodukovat v simulaci všechny souvislosti, které působí jako u skutečného vozidla. K tomu patří např. podélné či příčné chování vozu, odpor vzduchu nebo termodynamika, stejně jako řídicí a regulační procesy. Vedle komplexnosti všech přirozených souvislostí se zdá stát v cestě celkovému modelu vozidla, jen kapacita simulačních procesů a výkonnost počítače. Avšak mezitím se mezi odborníky prosadil názor, že celkový model vozidla jako takový, dokonce i když je realizovatelný, nepřináší žádný rozhodující zisk:

- Pro všeobecný průzkum (např. koncepční studie v předběžném vývoji) jsou jednoduché modely dostačující. Požadují podstatně méně parametrů než obsáhlý celkový model vozidla a lépe se s nimi pracuje při dalších změnách.
- Pro detailní průzkumy jsou zapotřebí komplexní, ale jen ve svém rozsahu částečně omezené modely.

Modelování a simulace jsou dnes integrovanou součástí vývoje automobilů. Moderní procesy vývoje se už striktně nedělí na předběžný vývoj na počítači a testy prototypů. Naopak byl vytvořen klouzavý přechod. Komplexní technické systémy se skládají z mnoha komponentů, které musí být paralelně vyvinuty a precizně spolu sladěny. Po průzkumu komponentů pomocí simulace jsou následně vybudovány první prototypy. Z toho neodvratně vyplývá, že ne všechny komponenty jsou k dispozici ve stejnou dobu, aby mohly být testovány současně. Proto jsou ještě neexistující součásti nahrazeny počítačovými modely schopnými testování v reálném čase a spolu s existujícími komponenty zahrnuty do tzv. **Hardware-In-the-Loop** (dále jen HiL) testu. Přechodná fáze „HiL-testu“ tímto znázorňuje spojovací článek mezi čistě virtuální „offline-simulací“ a testy měřicího stanoviště (zkušebny), respektive testy prototypů. Při vývoji nového vozidla jsou často jako první ukončeny elektronické řídicí jednotky (ECU). Aby mohly být testovány, provádí se již zmíněný „HiL-test“, při kterém jsou skutečné řídicí jednotky připojeny na simulovaný systém.

Simulovaný systém zprostředkovává řídicí jednotce v reálném čase vstupní signály (např. otáčky, momenty atd.). Řídicí jednotka signály zpracuje a v závislosti na situaci, řídicí signály vrací zpět simulovanému systému.



Obr. 2.1) Ukázka postupného vývoje nové ECU za pomoci matematického modelování a simulace.

Na obrázku (Obr. 2.1) je příklad využití matematického modelování a simulace v prostředí MATLAB-SIMULINK, při postupném vývoji nové ECU. Celkový proces vývoje nové ECU je členěn do několika fází. První fází je tzv. MiL (Model in the Loop) test, jenž je tvořen právě matematickým modelem testovaného systému a strategií řízení tohoto systému. Dalším krokem je SiL (Software in the Loop) test, při němž jsou matematický model systému a strategie řízení tohoto systému zkompileovány, za pomoci speciálních dnes již automatizovaných programů do podporovaného jazyku (C, C++, atd.). Nyní může celá aplikace běžet v reálném čase. Poslední částí, je HiL (Hardware in the Loop) test. V tomto okamžiku probíhá testování samotné ECU v součinnosti s reálným systémem nebo s matematickým modelem tohoto systému. Výsledkem je celková příprava a kalibrace ECU pro testy v samotném vozidle, jenž musí následně proběhnout. Tento cyklus se může i několikrát opakovat, až je nová ECU připravena pro uvolnění do sériové výroby.

## 2.2 Nástroje matematického modelování

Simulační programy představují víceméně univerzální nástroje, které by měly inženýra při jeho vývojové práci podporovat a pomáhat mu. Stejně jako u nástrojů, které používá domácí kutil pro různé činnosti, jsou také simulační programy optimalizovány pro různé požadavky a je na odpovědnosti inženýra zvolit pro aktuální úkol adekvátní nástroj. V automobilovém vývoji se stávají simulační nástroje ve velké míře nepostradatelnými. Při vývoji nových automobilů se díky simulačním nástrojům můžeme již v předběžném vývoji vyvarovat chybám, tak aniž by se zabránilo kreativitě a pokroku.

V automobilovém průmyslu obecně platí zásada „odstávka je krok zpět“. Simulace je ideální nástroj k tomu, jak jednotlivé komponenty vozu virtuálně testovat a optimalizovat.

V době vysoce výkonné výpočetní techniky jsou simulace využívány takřka ve všech odvětvích automobilového vývoje. Simulace a modelování jsou využívány při konstrukci vozu FEM (Finite Element Method), příčná a podélná dynamika vozu, aerodynamika, termodynamika nebo při vývoji řídicích systémů. Speciální simulační programy umožňují např. zkoumání jízdní dynamiky včetně vizualizace, takže se vyhodnocení nemusí uskutečnit jen na základě nepřehledných naměřených dat.

Nejefektivnější je samotný proces vývoje tehdy, dbá-li se na zapojení výpočetní techniky již od samého počátku vývoje. Jsou-li k dispozici např. data zástavby vozidla jako CAD-data (Computer Aided Design), pak mohou všichni zúčastnění tyto data kdykoliv využít. S pomocí CAD-dat mohou být následně detailně zkoumány a optimalizovány věci jako využitelný prostor zástavby vozu, rozdělení hmotnosti vozu, vliv odporu vzduchu na karoserii atd. Jsou-li známy nejen rozměry stavebních dílců, nýbrž také materiály a tím i pevnosti, mohou být provedeny zátěžové testy (FEM). Tato šetření pevnosti nacházejí své vyvrcholení ve virtuálních crash testech, které umožňují koordinaci, pasivních bezpečnostních systémů tak, aniž by se zničily drahé prototypy.

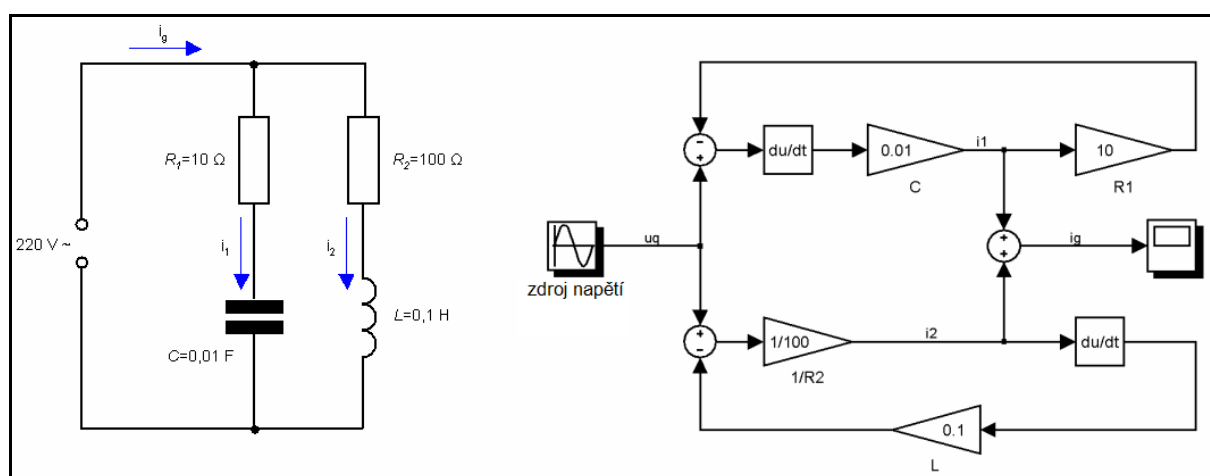
Vedle mechanických vlastností vozu, jsou zkoumány také souvislosti v oblastech elektroniky a řízení. Cílem je přitom stanovit komplexní vzájemné závislosti mezi množinou řídicích přístrojů, akčních členů a senzorů. Těmi jsou dnes např. systémy jízdní dynamiky (ABS, ASR, ESP, AWD), spojené s ostatními ECU přes rozhraní Controller Area Network (dále jen CAN), tak aby byly mezní situace včas rozpoznány a tomu vyvozeny odpovídající reakce vozu. Propojení systémů bude v dalších letech dále stoupat, přičemž hybridní vozidla vykazují novou kvalitu a kvantitu. Stinnou stránkou triumfálního nasazení elektroniky ve voze je, že poruchy na elektrickém systému automobilu způsobují velký podíl v celkovém počtu poruch. Zvrat tohoto trendu vyžaduje vedle striktnějšího rozlišování mezi technickou proveditelností a měřitelným prospěchem zákazníka také zlepšený management kvality.

### **2.2.1 Kauzalita**

Simulace je relativně „mladým“ nástrojem ve vývoji automobilového průmyslu. V posledních letech se intenzivně pracuje na zlepšení a zjednodušení uživatelského ovládání simulačních programů pro tvorbu matematických modelů. S pomocí grafického uživatelského prostředí se podařilo umožnit rychlý nástup také začínajícím uživatelům. Další podporou jsou obsáhlé knihovny, které v některých případech, nabízejí možnost simulace již „hotových“ někdy i celých dynamických systémů. Tyto předem definované subsystémy mohou být do celkového matematického modelu pouze integrovány a následně parametrizovány. Tento postup je mnohdy využíván při tzv. „Rapid Prototyping“ simulování, kdy není bezprostředně nutné zabývat se vnitřním popisem subsystémů, ale pohlížet na ně pouze jako na tzv. „černou skříňku“ a soustředit se na výsledek simulace. Tyto předem definované knihovny je možné vytvářet také samostatně a v dalších modelech je znovu použít. Vývoj nástrojů matematického modelování jde stále kupředu, objevují se nové, aktualizované verze se stále novými prvky. Je proto stále obtížnější nalézt ten nejvhodnější produkt.

Pro uživatele je však rovněž důležité, s jakými náklady je možné dosáhnout kýženého cíle, při modelování někdy velice složitých dynamických systémů. Vývojáři těchto produktů jsou si toho vědomi a tak nabízejí mnohdy i jednoúčelové programy, které jsou koncipovány pouze k simulaci jednoho odvětví, jako jsou třeba mechanické nebo elektrické systémy.

Jedním z rozhodujících faktorů při výběru simulačního nástroje je pro uživatele tzv. kauzalita. Stanovuje příčinu-působení-vztahu mezi vstupem a výstupem systému. Programové systémy s pevnou kauzalitou (např. MATLAB-SIMULINK) znají jen jednu cestu působení a to od vstupu k výstupu. Zpětné působení neleží na samotném objektu, ale je zajištěno externí zpětnou vazbou. Tento charakter simulace sice dovozuje zobrazení dynamiky objektu, nedovoluje však ponechání jeho fyzické struktury. Tento případ můžeme objasnit na navrženém elektrickém obvodu pro výpočet celkového proudu, jenž jím protéká (Obr. 2.2 vlevo).



Obr. 2.2) Elektronické schéma zapojení obvodu a jeho matematický model v prostředí Matlab-Simulink.

V přípravném stádiu modelování jsou vytvořeny matematické rovnice na základě aplikace Kirchhoffových zákonů. Pro první smyčku se zdrojem napětí, odporem  $R_1$  a kondenzátorem  $C$  platí 2. Kirchhoffův zákon o součtu napětí ve smyčce:

$$u_z - u_{R1} - u_C = 0 \quad (2.1)$$

Pro druhou smyčku se zdrojem napětí, odporem  $R_2$  a cívkou  $L$  platí taktéž 2. Kirchhoffův zákon o součtu napětí ve smyčce:

$$u_{R1} + u_C - u_{R2} - u_L = 0 \quad (2.2)$$

Při přivedení napětí začne jednotlivými prvky obvodu procházet proud a rovnice jednotlivých prvků obvodu jsou rovny:

$$u_R = i_R \cdot R \quad (2.3)$$

$$u_L = L \cdot \frac{di_L}{dt} \quad (2.4)$$

$$i_C = C \cdot \frac{du_C}{dt} \quad (2.5)$$

Dosadíme-li rovnice (2.3, 2.4, 2.5) do rovnic (2.1, 2.2) vyjádříme proudy v jednotlivých smyčkách obvodu a použitím 1. Kirchhoffova zákona o součtu proudů v uzlech dostane hledaný celkový proud v obvodu:



$$i_1 = C \cdot \frac{d}{dt}(u_z - i_1 \cdot R_1) \quad (2.6)$$

$$i_2 = \frac{u_z - L \cdot \frac{di_2}{dt}}{R_2} \quad (2.7)$$

$$i_{\text{celkove}} = i_1 + i_2 \quad (2.8)$$

Realizace odvozených matematických rovnic pro výpočet celkového proudu v navrženém elektrickém obvodu je simulována v prostředí Matlab-Simulink (Obr. 2.2 vpravo). Zajímavostí je, že simulováním v prostředí Matlab-Simulink se základní struktura původního elektrického kmitavého obvodu úplně ztrácí a je simulována pouze dynamika chování kmitavého obvodu. Ukázkou jsou rezistory R1 a R2, které ačkoliv jako prvky obvodu reprezentují stejný fyzikální element jsou modelovány různě. Rezistor R1 v simulačním modelu svou fyzikální hodnotu reprezentuje přímo, kdežto rezistor R2 je reprezentován svou vodivostí, přičemž možnost řešení smyčkových rovnic může být různá.

Na základě uvedeného příkladu řešení elektrického obvodu je zřejmé, že Matlab-Simulink není vždy optimální nástroj k modelování systémů zatížených zpětnou vazbou. Při změně pouze jednoho z elementů v reálném elektrickém obvodu, musí být všechny rovnice modelování nově formulovány. Abychom obešli toto komplikované modelování, byly vyvinuty jiné postupy, které umožňují simulovat dynamiku systému za předpokladu zachování jeho struktury. Rozhodujícími pomocnými prostředky jsou při tom tzv. „bond-grafy, které obsahují vedle diferenciálních rovnic jednotlivých elementů také přechodové a vazbové podmínky. Pro simulaci mechanických (a hydraulických) systémů se například osvědčil program ITI-SIM, který nachází silné uplatnění v automobilovém průmyslu.

## 2.2.2 Numerické metody řešení matematických modelů

Takřka všechny simulační programy pracují na základě numerického řešení diferenciálních rovnic. Numerické řešení obyčejných diferenciálních rovnic je založeno na aproximaci integrálu funkce. Vychází se z bodu určeného počátečními podmínkami neznámých funkcí. Při simulaci dynamického systému je nezávisle proměnnou čas. V závislosti na zvoleném časovém kroku se dostaneme do následujícího bodu, kde je opět provedena aproximace integrálu funkce, viz [Vitásek 1987].

Obecně můžeme diferenciální rovnici prvního řádu s počáteční podmínkou zapsat v explicitním tvaru:

$$y' = f(x, y) \quad (2.9)$$

$$y(x_0) = y_0 \quad (2.10)$$

Numerické metody (Eulerova-Cauchyho, Runge-Kutta, aj.) používané pro řešení diferenciálních rovnic se nazývají „krokovými metodami“. S výpočtem začínáme vždy v bodě  $x_0$  a ve výpočtu pokračujeme většinou s krokem  $h_i$ , který může nabývat jak kladných tak záporných hodnot a přibližně určujeme hodnoty funkce  $y = f(x, y)$  v bodech  $x_1 = x_0 + h_1, x_2 = x_1 + h_2, \dots, x_i = x_{i-1} + h_i$ . Krok řešení je nejčastěji pevný, ale může se měnit.

Uvažujeme-li pevný krok řešení, pak výpočet hodnoty funkce  $y_i$  v každém bodě  $x_i$  probíhá pomocí stejného algoritmu, který vychází z Taylorova rozvoje dané funkce v bodě:

$$y(x+h) = y(x) + \frac{y'(x)}{1!} \cdot h + \frac{y''(x)}{2!} \cdot h^2 + \frac{y'''(x)}{3!} \cdot h^3 + \dots \quad (2.11)$$

### Eulerova metoda

Metoda je velmi jednoduchá, ale s rostoucím krokem  $h_i$ , klesá její přesnost. Geometricky jde o aproximaci hledané funkce  $y = f(x)$  lomenou čarou, jejíž první část je tečnou k hledané křivce v bodě  $x_0$ . Metoda vychází z Taylorova rozvoje zanedbáním členů na pravé straně počínaje třetím:

$$y(x+h) = y(x) + y'(x) \cdot h \quad (2.12)$$

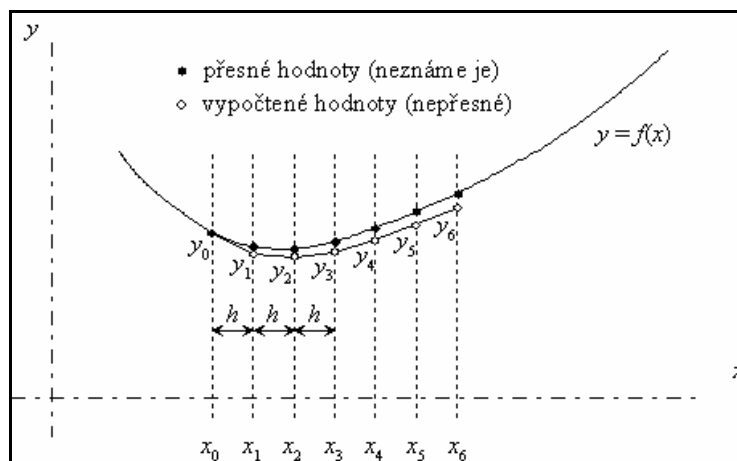
v prvním kroku řešení dostaneme:

$$y_1 = y_0 + y'(x_0) \cdot h = y_0 + f(x_0, y_0) \cdot h \quad (2.13)$$

v dalších krocích:

$$y_{i+1} = y_i + y'(x_i) \cdot h = y_i + f(x_i, y_i) \cdot h, i = 0, 1, \dots, n \quad (2.14)$$

Výsledky této jednoduché metody (Obr. 2.3) nejsou příliš přesné, což je zapříčiněno odseknutím Taylorovy řady.



Obr. 2.3) Výsledek aproximace funkce pomocí Eulerovy metody.

Taylorův rozvoj (2.11), můžeme zapsat i v jiném tvaru se zbytkem:

$$y(x+h) = y(x) + \frac{y'(x)}{1!} \cdot h + \frac{y''(\xi)}{2!} \cdot h^2, x \leq \xi \leq (x+h) \quad (2.15)$$

Z tohoto vyjádření je zřejmé, že lokální chyba Eulerovy metody, vzniklé odseknutím Taylorovy řady je řádu  $h^2$ , což se zapisuje jako  $O(h^2)$ . Počet kroků na intervalu, v němž vyšetřujeme průběh funkce, je nepřímo úměrný  $1/h$ . Globální chyba na celém intervalu je potom úměrná  $h^2/h = h$ . Proto se Eulerově metodě říká také metoda prvního řádu přesnosti.

### Metody Runge-Kutta

Jsou jednou z nejrozšířenějších numerických metod pro řešení diferenciálních rovnic. Vyznačují se čtvrtým řádem přesnosti a v každém kroku jsou vypočteny čtyři pomocné veličiny.

Hlavní myšlenka spočívá v provedení fiktivního půl kroku konstanty, čímž získáme hodnotu  $k_2$ . Obdobně se provede půlení kroku  $k_2$ , čímž se získá další konstanta  $k_3$ . Posledním krokem se vypočte celý krok odpovídající. Výsledkem je vážený průměr, kde jsou  $k_2$  a  $k_3$  zastoupeny dvojnásobnou vahou oproti  $k_1$  a  $k_4$ . Algoritmus pro  $i+1$  krok, při znalosti hodnot  $x_i, y_i, f(x_i, y_i), h$  je následující:

$$k_1 = h \cdot f(x_i, y_i) \quad (2.16)$$

$$k_2 = h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}\right) \quad (2.17)$$

$$k_3 = h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_2}{2}\right) \quad (2.18)$$

$$k_4 = h \cdot f(x_i + h, y_i + k_3) \quad (2.19)$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (2.20)$$

Teoreticky existuje nekonečné množství podobných algoritmů vyznačujících se přesností čtvrtého řádu (závisí, pro jaké části kroku  $h$  určujeme parametry  $k_1, k_2, k_3, k_4$ ). Metody Runge-Kutta se vyznačují vysokou numerickou stabilitou.

### 2.2.3 Simulační program Matlab-Simulink

Matlab-Simulink je univerzální nástroj pro provádění matematických simulací s odpovídajícími výhodami i nevýhodami. Univerzalita Matlab-Simulinku je pozitivní vlastností, současně však nezbytně vede k horší obslužnosti z hlediska množství dostupných možností. To může znesnadňovat přístup především začínajícím uživatelům programu což je kompenzováno velice přehlednou a jednoduchou nápovědou. Naopak uživatelé se základní znalostí řídicí a regulační techniky mohou v prostředí Matlab-Simulink velice rychle vytvořit regulační obvod, za pomoci dostupných knihoven. Standardní knihovna dává k dispozici prvky jako přenosové členy, integrační členy či již hotové PID regulátory. Nevýhodou může být nedostatek chybějících přenosových prvků jako je tlumení, kmitání, tření či momenty setrvačnosti, ty v knihovnách prostředí Simulink obsaženy nejsou. Tento nedostatek se společnost MATHWORKS snaží částečně řešit relativně novým toolboxem Matlab-Simscape, který obsahuje knihovny již hotových systémů z oblasti elektrotechniky, mechaniky, hydrauliky či hotové modely pohonů jako je elektromotor či převodovka.

Vyvstává otázka, proč jsem si vybral k řešení mé disertační práce právě Matlab-Simulink, přes jeho pevnou kauzalitu a některé chybějící standardní prvky? Nejjednodušší odpověď by byla: protože se to do této doby vždycky dělalo pomocí Matlab-Simulink. Myšlenka, která stála za použitím Matlab-Simulink byla, že je zde možné vedle modelování různě složitých dynamických systémů také možná implementace strategie různého větvení mezi různými systémy. Konečně má Matlab-Simulink své silné stránky i v oblasti řídicí a regulační techniky. Další výhoda se prokazuje rozšířením Matlab-Simulink v průmyslu i ve vědě, na základě čehož vznikají standardy jako je například AUTOSAR.

Matlab-Simulink není užitečný nástroj pouze v oblasti vývoje řídicích systémů automobilů, nýbrž splňuje celou řadu dalších funkcí:

- Jazykové prostředí je ve formě textových dokumentů. Přehledné grafické prostředí pracovního okna. Dostupnost obsáhlé nápovědy umožňující pracovat i začínajícím uživatelům. Přehledně uspořádané knihovny dle zaměření a použitelnosti jednotlivých bloků.
- Za pomoci sady programů Report Generator, který je společností MATHWORKS nabízen, mohou být modely převedeny do tzv. publikovatelné formy souborů jako \*.doc, \*.pdf nebo \*.html.
- Překlady modelů do zdrojových kódů programovacích jazyků jako C nebo C++ se již nemusí provádět manuálně. Společnost MATHWORKS nabízí toolbox Real-Time-Workshop, který model automaticky přeloží a nahraje např. do tzv. Microautoboxu od firmy dSPACE.
- Široká škála knihoven s ovladači a stále rozšiřující se standardy, které Matlab-Simulink podporuje.

Ukazuje se, že Matlab-Simulink může ve spojení s dalšími sadami programů představovat efektivní pomoc v procesu vývoje a to dělá z tohoto softwaru mocný nástroj ve všech oblastech vědy a výzkumu.

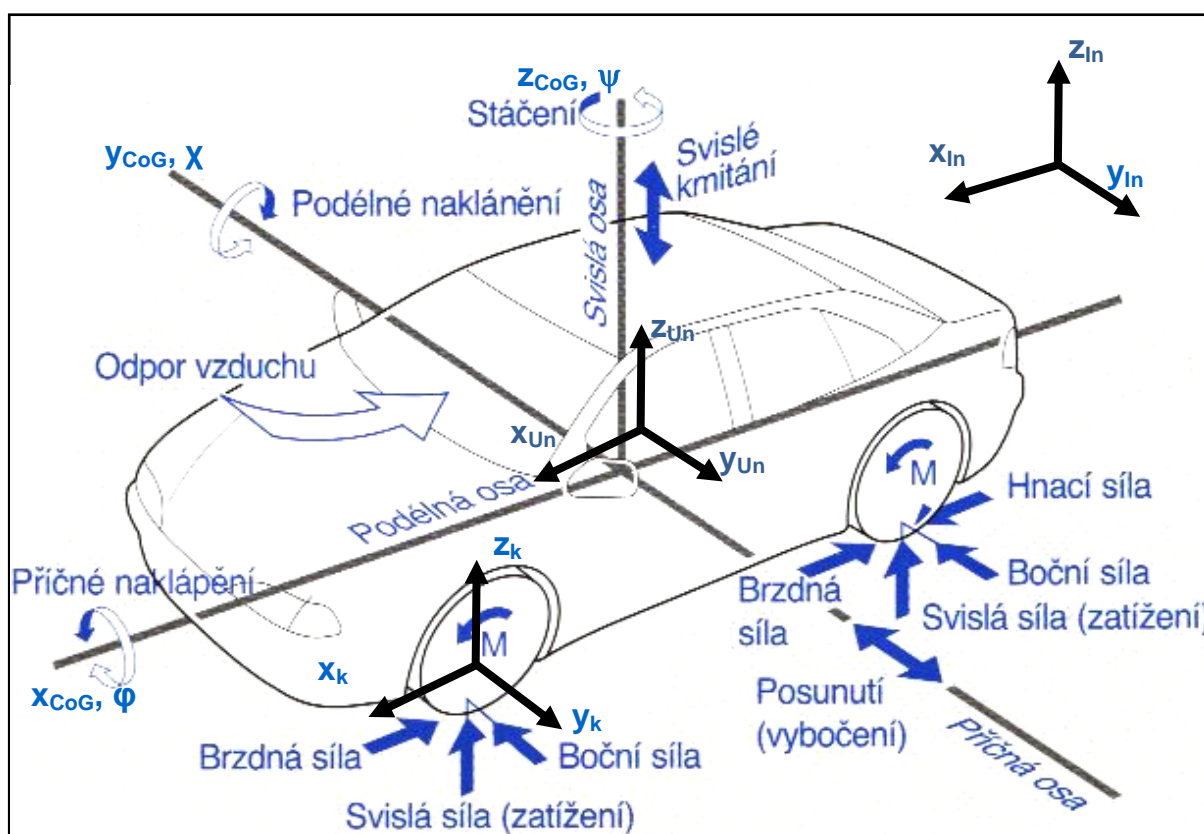
Vedle automatizace částečných úkolů jakými je např. překlad modelu do C-kódu za pomoci Real-Time-Workshop toolboxu, je nutné sledovat ještě další trend v automobilovém vývoji, je to krok k tzv. metodickému procesu vývoje. Heslo v této souvislosti je „*na modelu založený funkční vývoj*“. Znamená to, že místo, abychom se soustředili čistě na funkčnost systému, snažíme se mnohem více porozumět fyzikálním souvislostem systému a následně takový to systém jako celek modelovat. Toto zvyšuje nejen srozumitelnost modelu, protože subsystémy reprodukuje fyzikální podstatu, ale také nároky na parametrizaci modelu a tím i potřebu informací.

### 3 Matematický model vozidla

K simulaci bezpečnostního systému ABS, je zapotřebí kromě matematického modelu hydraulického systému a ECU, také matematický model vozidla, na kterém budou zkoušky simulačně prováděny. Dynamika vozidla je důležitou informací jako zpětná vazba o informaci chování vozidla, na základě regulace ABS při zablokování kol vozidla. Proto je nutné navrhnout vhodný dynamický a matematický model vozidla, jenž umožňuje vyšetřování ovladatelnosti a jízdní stability dvounápravového vozidla. Matematický model vozidla zahrnuje model řidiče, spalovacího motoru, automatické převodovky a vozidla.

#### 3.1 Souřadný systém automobilu

Každé těleso lze v prostoru popsat 6 stupni volnosti. Každý stupeň volnosti je vztažen k tzv. souřadnému systému (kartézské soustavě souřadnic). Na (Obr. 3.1) jsou popsány stupně volnosti automobilu, vztažené k těžišti neodpružené části vozidla (CoG), k odpružené části vozidla ( $U_n$ ) a k inerciální (vztažné) soustavě dvou těles kartézského souřadného systému. Dále je zde uvažován sférický pohyb okolo rovinných os neodpružené části (CoG). Nedílnou součástí při vyšetřování dynamiky vozu je model kola, jenž je zastoupen vlastním souřadným systémem ( $k$ ).



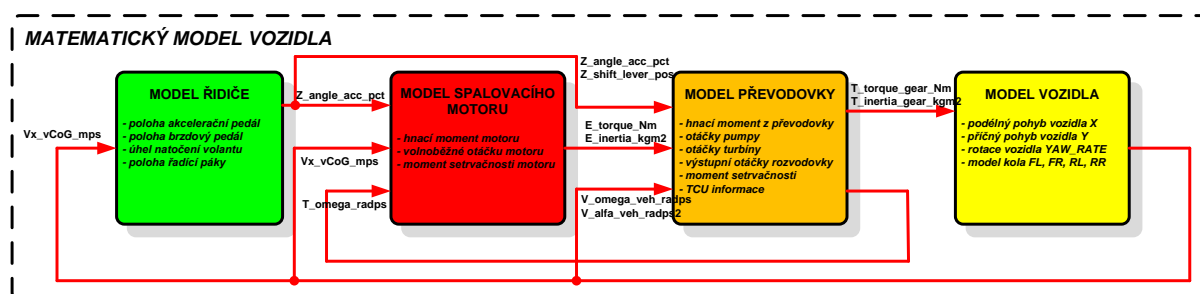
Obr. 3.1) Souřadné systémy pro vyjádření pohybů vozidla. [ROBERT BOSCH 2001].

Přehled základních prvků souřadného systému vozidla	
$X_{CoG}, Y_{CoG}, Z_{CoG}$	Osy rovinného souřadného systému, vztažené k těžišti (CoG) neodpružené části vozidla.
$X_{Un}, Y_{Un}, Z_{Un}$	Osy rovinného souřadného systému, vztažené k těžišti (Un) odpružené části vozidla.
$X_k, Y_k, Z_k$	Osy rovinného souřadného systému kola.
$X_{In}, Y_{In}, Z_{In}$	Osy inerciální (vztažné) soustavy.
$\varphi$	Úhel klopení „klonění“ (rotace kolem osy $x_{CoG}$ ).
$\chi$	Úhel klonění „klopení“ (rotace kolem osy $y_{CoG}$ ).
$\psi$	Úhel stáčení „stáčení“ (rotace kolem osy $z_{CoG}$ ).

Tab. 3.1) Základní označení souřadných systémů a pohybů karoserie.

### 3.2 Prvky matematického modelu vozidla

Cílem simulace matematického modelu vozidla (Obr. 3.2) je, získat ve fázi návrhu regulátoru ABS informace o dynamickém chování vozidla jako zpětné vazby informačních veličin, v případě ABS rychlostí jednotlivých kol. Na základě těchto informací a navození různých jízdních stavů vozidla je možno odladit (optimalizovat) a nastavit parametry robustního regulátoru ABS.

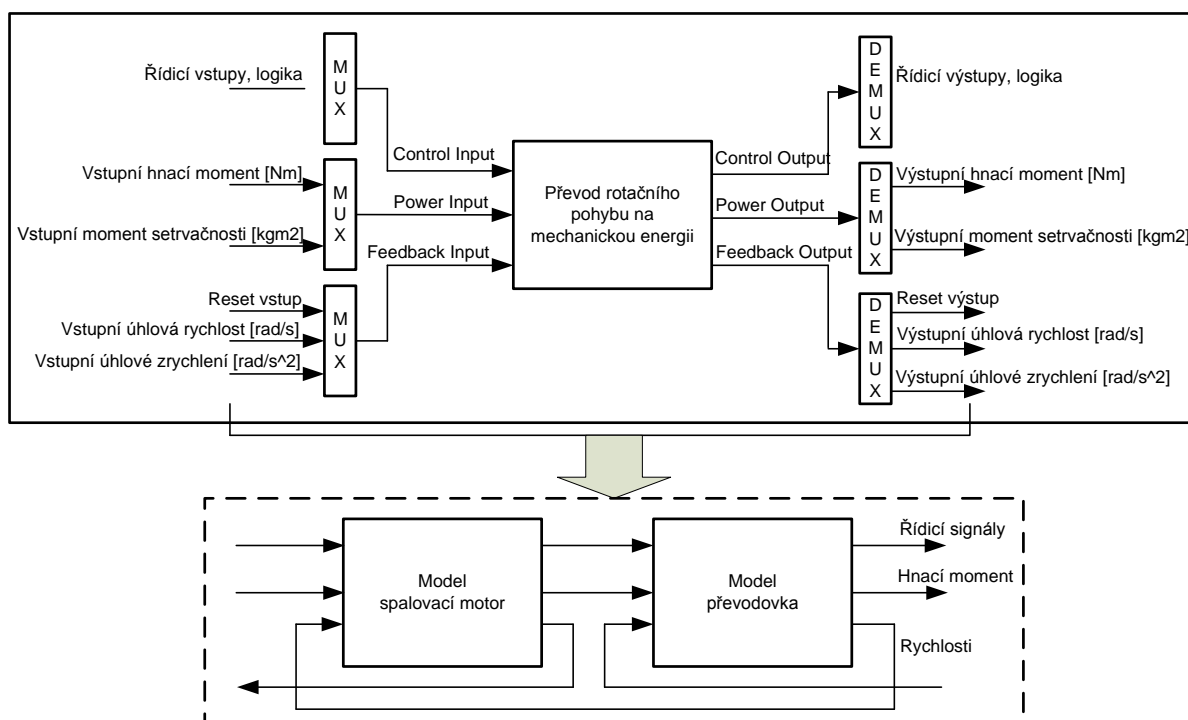


Obr. 3.2) Blokové schéma matematického modelu vozidla s automatickou převodovkou.

Jednotlivé subsystémy matematické modelu vozidla mají svůj charakteristický význam a jsou maximálně zjednodušeny. Model řidiče reprezentuje tzv. „**řídící subsystém**“, který má na starost ovládání modelu vozidla z hlediska akcelerace, brzdění, řazení a změny směru jízdy vozidla. Model spalovacího motoru a převodovky reprezentují subsystémy, které převádějí „**rotační pohyb součástí na mechanickou energii (hnací moment)**“. Tyto subsystémy nejsou reprezentovány dynamikou simulovaného systému, ale (energetickým) tokem hnacího momentu na základě úhlového zrychlení a momentu setrvačnosti modelovaných částí (Obr. 3.3). Moment je definován jako nezávislá proměnná a úhlová rychlost (zrychlení), jako závislá proměnná ve zpětné vazbě:

$$\alpha_{eng} = \frac{M_{Eng}}{J_{eng}} \quad (3.1)$$

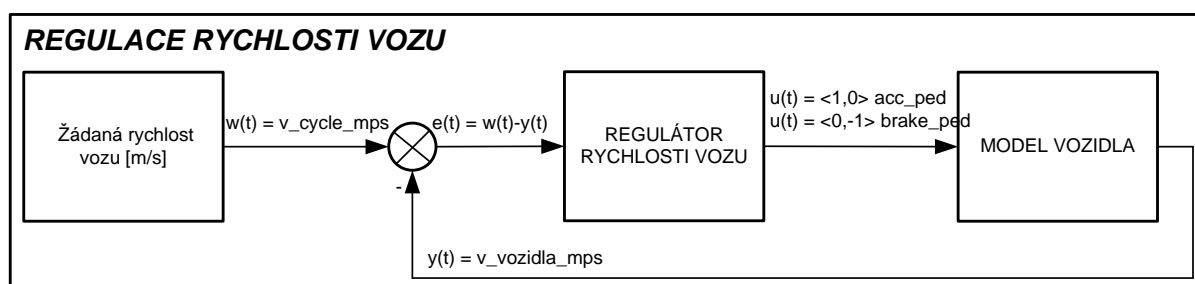
Tok hnacího momentu je proto zleva doprava až do modelu vozidla, kde je převeden na hnací sílu na kolech. Úhlová rychlost a úhlové zrychlení „proudí“ zprava doleva jako zpětná vazba (rychlost vozidla). Z hlediska konvence pravidel zapojení v prostředí Matlab-Simulink, jsou však všechny vstupy opět z levé strany.



Obr. 3.3) Blokové schéma simulace modelu spalovacího motoru a převodovky.

### 3.2.1 Model řidiče

Model řidiče reprezentuje ovládání akceleračního a brzdového pedálu modelu vozidla s automatickou převodovkou. Dále je simulováno natočení volantu vozidla a pozice řadicí páky automatické převodovky.



Obr. 3.4) Blokové schéma modelu řidiče.

Úkolem modelu řidiče je regulace žádané hodnoty rychlosti vozidla. Regulační odchylka  $e(t)$  je rozdíl žádané rychlosti  $v\_cycle\_mps$  vozu a aktuální rychlosti vozu  $v\_vozidla\_mps$ . Akční veličina se může nabývat následujících hodnot:

- $<1, 0>$  – znamená požadavek na akceleraci vozidla, zvyšování hnacího momentu
- $(0, -1>$  - znamená požadavek na brzdění vozidla, snižování hnacího momentu

Výstup regulátoru je resetován na nulovou hodnotu, vždy když žádaná hodnota rychlosti vozu roste z nulové hodnoty, nebo při přeřazení na jiný převodový stupeň. Jedná se o prevenci proti „přetečení“ integrační složky PID regulátoru.

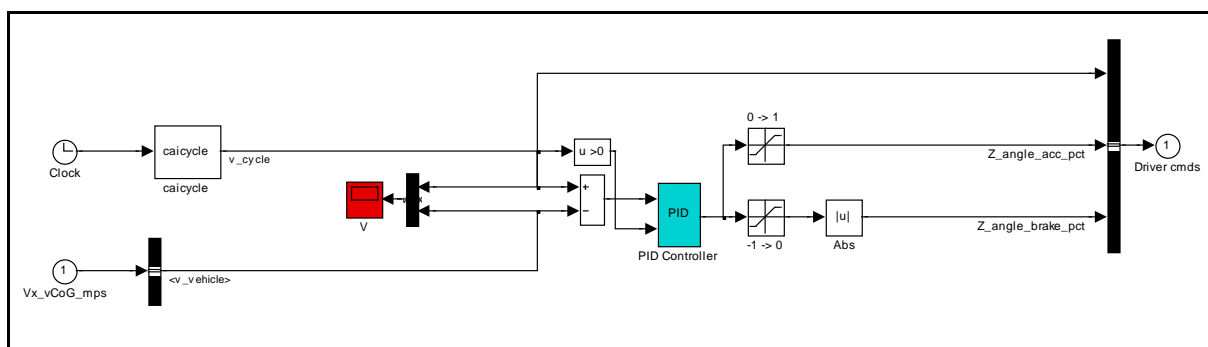
Seřízení PID regulátoru je prováděno ve dvou fázích metodou kritického zesílení. Na počátku je nastavena integrační složka na nulovou hodnotu a je postupně zvyšována proporcionální složka do doby první oscilace (nestability) odezvy systému. Výsledná hodnota je vynásobena hodnotou 2/3 a nastavena jako zesílení proporcionální složky regulátoru. Následně je nastavována integrační složka, tak aby odchylka regulace byla akceptovatelná, ale nedocházelo k překmitům odezvy systému. Zvyšování integrační složky sice snižuje regulační odchylku, ale do systému zavádí nestabilitu.

#### Vstupy:

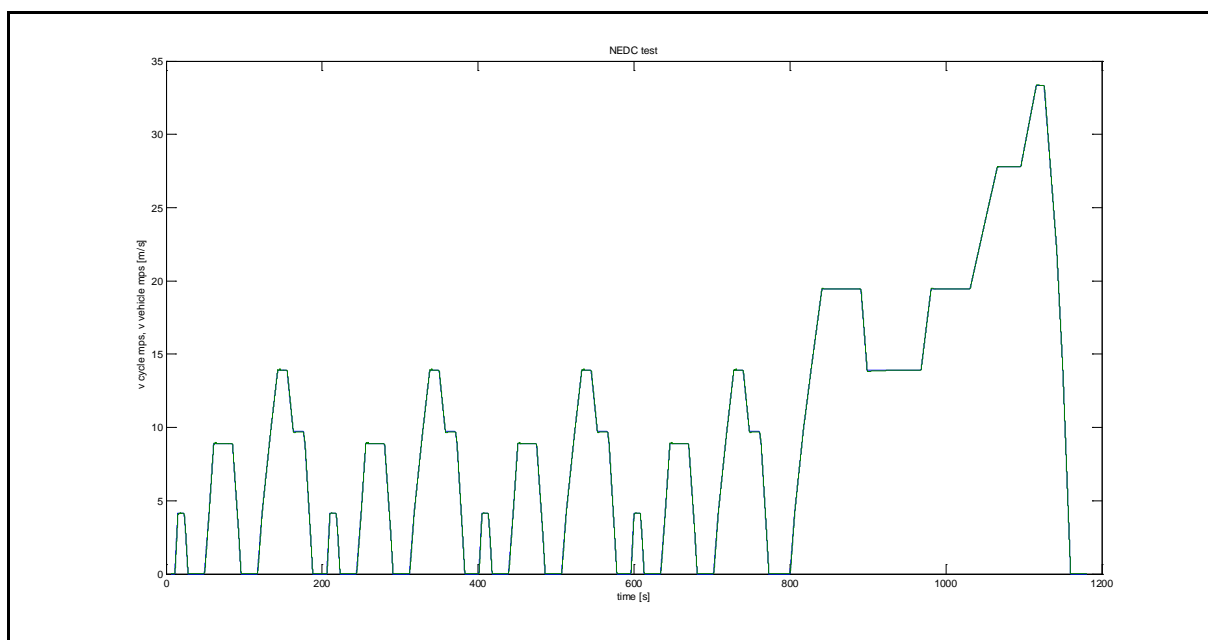
Symbol	Popis	Jednotky
Vx_vCoG_mps	podélná rychlost vozidla k CoG	[m/s]

#### Výstupy:

Symbol	Popis	Jednotky
Z_angle_acc_pct	poloha akceleračního pedálu	[0-1]
Z_angle_brake_pct	poloha brzdového pedálu	[0-1]
Z_angle_steering_rad	úhel natočení volantu	[rad]
Z_shift_lever_pos	pozice řadicí páky	[binary]



Obr. 3.5) Simulační schéma modelu řidiče Matlab-Simulink.



Obr. 3.6) Ukázka regulace rychlosti vozidla pomocí PID regulátoru řidiče, NEDC test.



### 3.2.2 Model spalovacího motoru

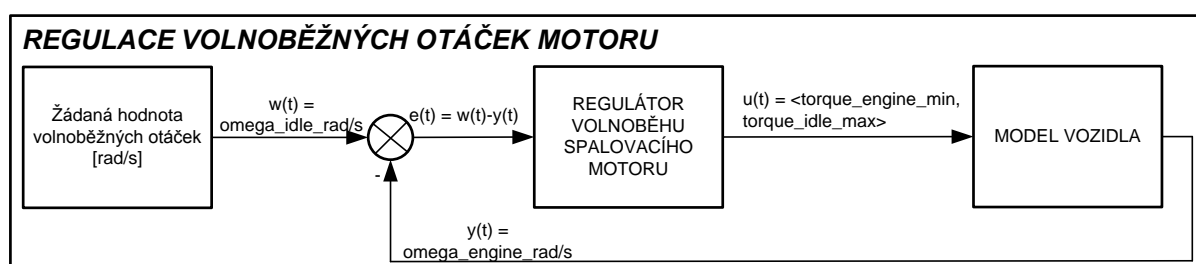
Jak bylo zmíněno v kapitole 3.2 model spalovacího motoru, je založen na strategii generování hnacího momentu na základě požadavku řidiče prostřednictvím pedálu akcelerace a aktuální hodnoty úhlových otáček spalovacího motoru. Model spalovacího motoru pracuje ve třech režimech. Prvním stavem, kdy platí podmínka:

$X_{\text{engine\_CON}} = 0$

spalovací motor stojí (je vypnut) a tvorba hnacího momentu je nulová. Druhý stav se nazývá volnoběžný stav, kdy je spalovací motor v chodu a řidič neakceleruje, pak platí podmínka:

$(X_{\text{engine\_CON}} = 1) \ \& \ (\text{engine speed} < \text{idle speed} + 20 \text{ [rad/s]})$

a hnací moment motoru tvořen pomocí PID regulátoru volnoběžných otáček. Integrační složka regulátoru je po přechodu do tohoto stavu nejprve vynulována. Regulační odchylka  $e(t)$  je rozdíl žádaných volnoběžných otáček a aktuálních otáček motoru. Akční veličinou  $u(t)$  je hnací moment, který během volnoběžných otáček udržuje motor v chodu.



Obr. 3.7) Blokové schéma regulace volnoběžných otáček modelu spalovacího motoru.

Začne-li řidič akcelerovat a tím zvyšovat požadavek na hnací moment a platí-li podmínka:

$(X_{\text{engine\_CON}} = 1) \ \& \ (\text{engine speed} > \text{idle speed} + 20 \text{ [rad/s]})$

pak se model přepne do režimu tvorby hnacího momentu pomocí spalovacího motoru. V tomto okamžiku začne akční veličina PID regulátoru volnoběžných otáček klesat. Dalším prvkem ovlivňujícím výsledný hnací moment motoru je zatížení motoru. To vzniká jednak od elektrické a jiné výzbroje, která je připojena nejčastěji pomocí kladek a řemenic ke spalovacímu motoru ale také samotný odpor rotačních částí hnacího ústrojí a vozidla (promítnutí se ve zpětné úhlové rychlosti a zrychlení). Výsledný součet hnacího momentu motoru je proto roven:

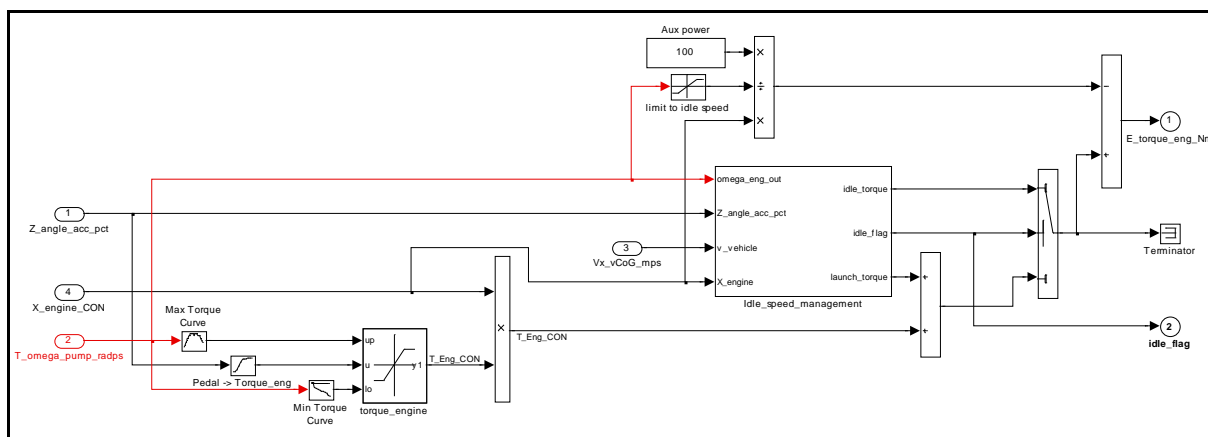
$$M_{\text{eng}} = M_{\text{eng\_desired}} - M_{\text{auxiliary}} \quad (3.2)$$

Vstupy:

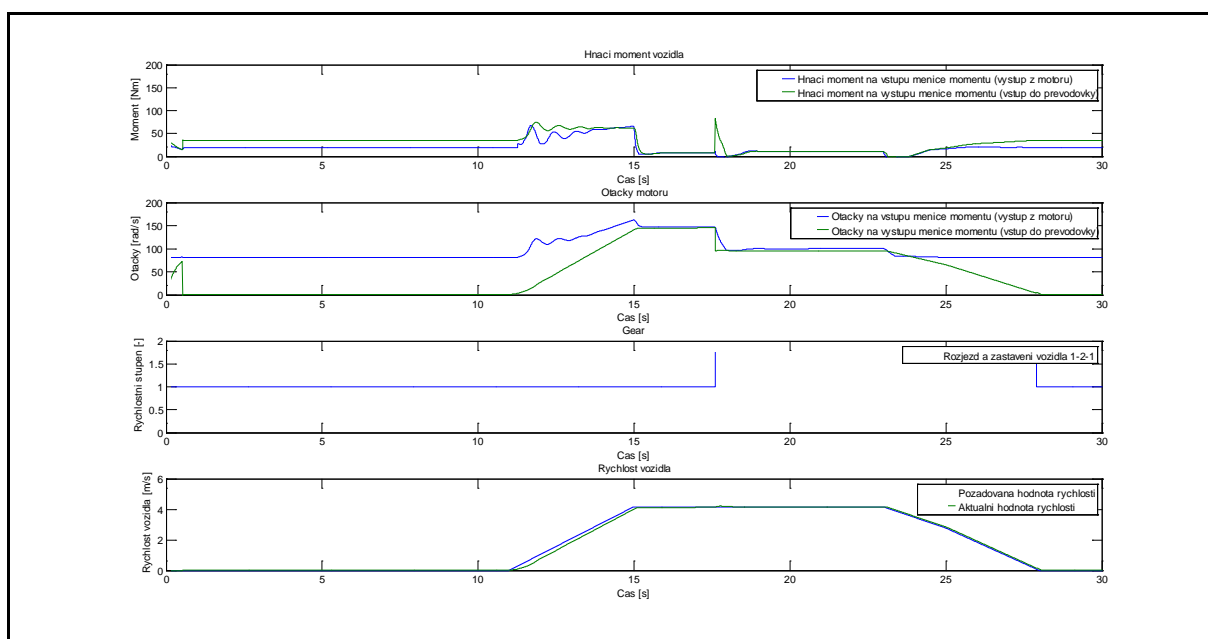
Symbol	Popis	Jednotky
Z_angle_acc_pct	poloha akceleračního pedálu	[0 / 1]
T_omega_pump_radps	úhlová rychlost na vstupu do převodovky	[rad/s]
Vx_vCoG_mps	podélná rychlost vozidla k CoG	[m/s]

Výstupy:

Symbol	Popis	Jednotky
E_torque_eng_Nm	hnací moment motoru	[Nm]
E_inertia_eng_kgm2	moment setrvačnosti motoru	[kgm2]



Obr. 3.8) Simulační schéma modelu spalovacího motoru Matlab-Simulink.



Obr. 3.9) Výsledky simulace části NEDC testu.

### 3.2.3 Model převodovky

Model převodovky je složen z několika subsystémů jako je hydrodynamický měnič momentů s přemostňovací spojkou, převodová skříň a řízení převodovky TCU.

#### Hydrodynamický měnič momentů

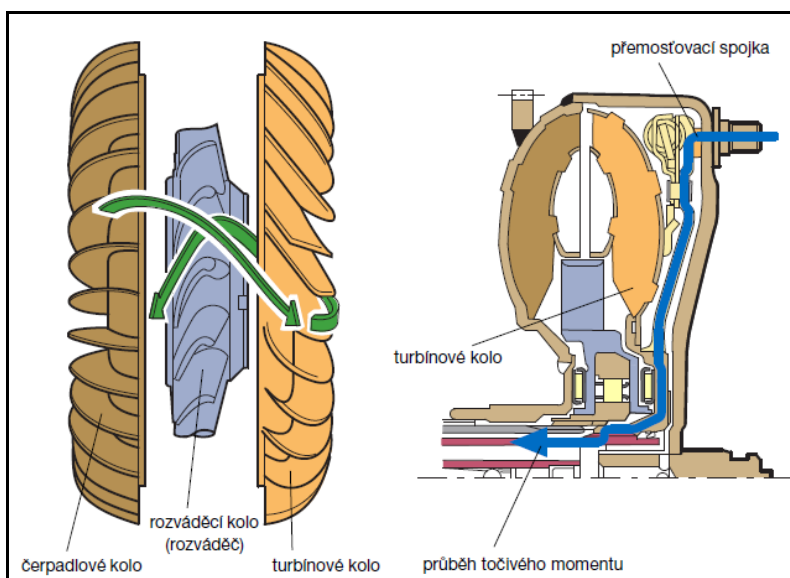
Subsystém hydrodynamického měniče momentů (Obr. 3.10), je modelován na základě jeho charakteristiky (Obr. 3.11). Měnič momentů přenáší hnací moment motoru pomocí hydraulické kapaliny na základě rozdílu úhlových rychlostí mezi čerpadlovým kolem (pumpa), spojeným přímo se spalovacím motorem a turbínovým kolem spojeným se vstupní hřídelí převodovky. Moment čerpadlového kola  $M_p$  a vstupní výkon  $P_p$  na vstupu jsou rovny:

$$M_p = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_p^2 \quad (3.3)$$

$$P_p = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_p^3 \quad (3.4)$$

kde  $\lambda$  je index výkonu,  $\rho$  hustota kapaliny,  $D$  průměr obvodu,  $\omega_p$  úhlová rychlost čerpadlového kola.

Rozváděcí kolo, které se nachází mezi čerpadlovým a turbínovým kolem odvádí kapalinu zpět na vstup čerpadlového kola. Tím se umocňuje hnací moment přenášený čerpadlem od motoru.



Obr. 3.10) Hydrodynamický měnič momentů. [Škoda-Auto 1998].

Přenos hnacího momentu hydrodynamickým měničem momentů je potom roven:

$$\mu = -M_T / M_P \quad (3.5)$$

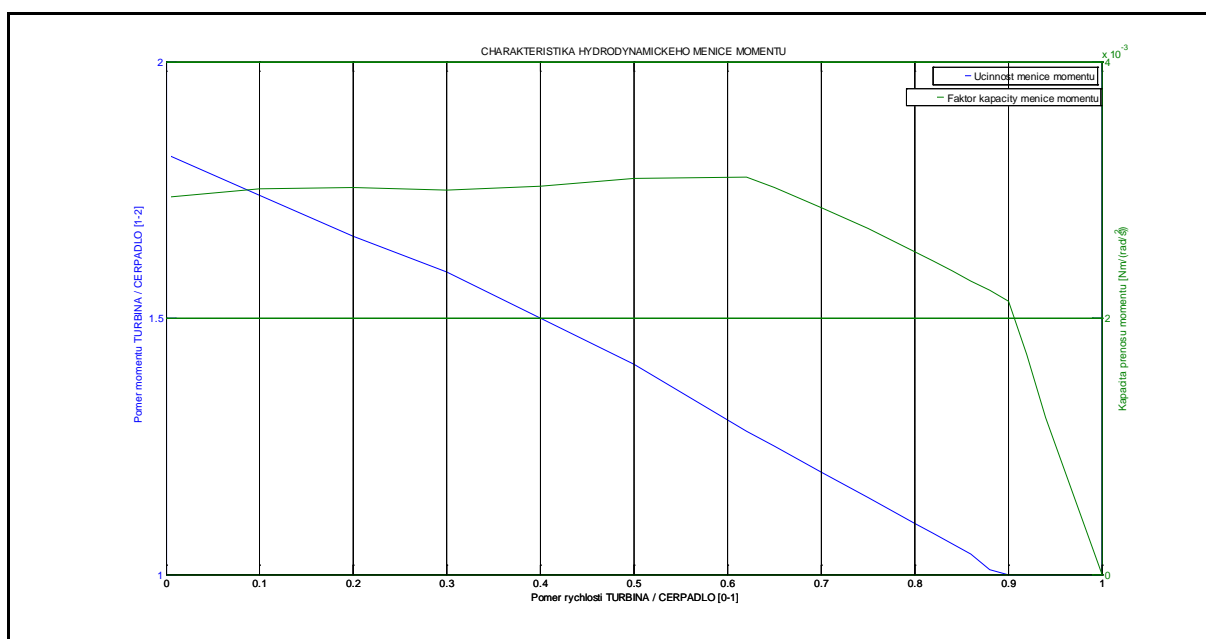
$$v = \omega_T / \omega_P \quad (3.6)$$

Faktor  $v$  je definován jako poměr rychlostí turbíny a čerpadla, což má vliv jak na výkon tak přenos momentu. Skluz mezi čerpadlovým a turbínovým kolem je roven:

$$s = 1 - v \quad (3.7)$$

Výsledná hydraulická účinnost hydrodynamického měniče momentů je rovna:

$$\eta_{TC} = \mu \cdot (1 - s) = \mu \cdot v \quad (3.8)$$



Obr. 3.11) Charakteristika hydrodynamického měniče momentů AISIN [206KII].

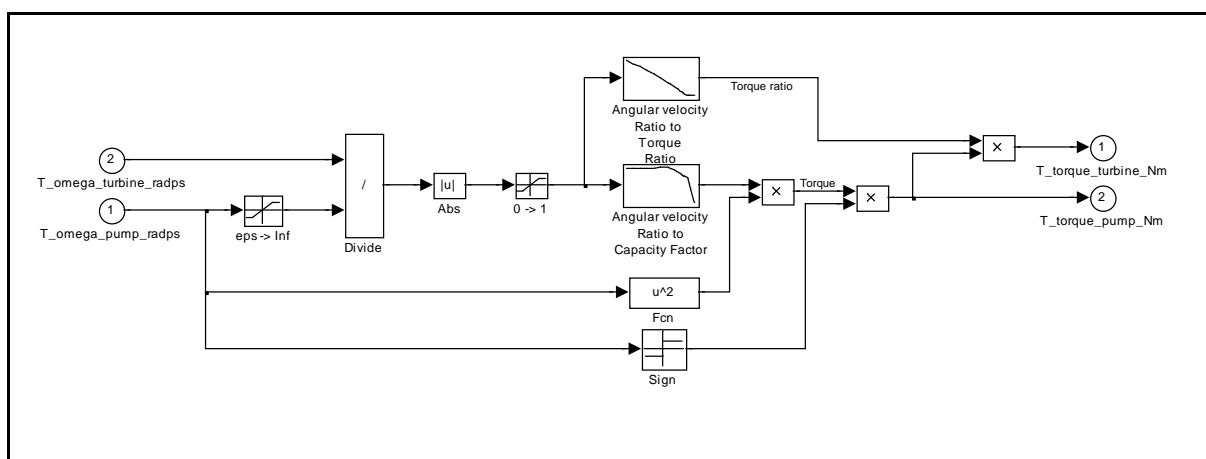
Jak je z charakteristiky hydrodynamického měniče momentů (Obr. 3.11) vidět, nejvyššího přenosu momentu je dosaženo v okamžiku poměru rychlostí  $v = 0$ , to znamená, že turbína stojí. Následné zvyšování rychlosti turbíny a „lineární“ pokles poměru momentů (jejich vyrovnávání se)  $\mu \Rightarrow 1$ , znamená zvyšování účinnosti přenosu hnacího momentu. Konstrukčně je maximální účinnost přenosu hnacího momentu okolo 97%. V tomto okamžiku už většinou dochází k přemostění pomocí suché třecí spojky. Následně je poměr přenosu hnacího momentu čerpadla a turbíny 1:1, dochází k přímému spojení mezi motorem a převodovkou.

Vstupy:

Symbol	Popis	Jednotky
T_omega_turbine_radps	úhlová rychlost turbíny	[rad/s]
T_omega_pump_radps	úhlová rychlost čerpadla	[rad/s]

Výstupy:

Symbol	Popis	Jednotky
T_torque_turbine_Nm	hnací moment na turbíně	[Nm]
T_torque_pump_Nm	hnací moment na čerpadle	[Nm]



Obr. 3.12) Simulační schéma modelu hydrodynamického měniče momentů Matlab-Simulink.

### Přemost'ovací spojka

Přemost'ovací spojka (Obr. 3.10), je umístěna ve skříni měniče momentů, má kruhové třecí obložení a je spojena s turbínovým kolem. Jedná se o klasickou třecí spojku, která při vyšších rychlostech (max. účinnost měniče momentu) umožňuje tzv. přemostění hydrodynamického měniče momentů a tím i přímé spojení spalovacího motoru s hnacím ústrojím. Protože se jedná o suchou třecí spojku, vychází model z teorie klasické třecí spojky.

Spojka rozepnutá:

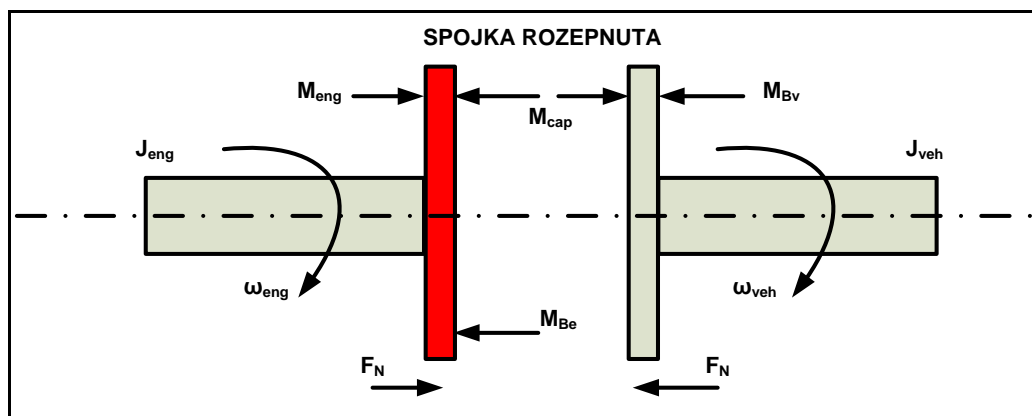
$$J_{eng} \cdot \frac{d\omega_{eng}}{dt} = M_{eng} - M_{cap} - M_{Be} \quad (3.9)$$

$$J_{veh} \cdot \frac{d\omega_{veh}}{dt} = M_{cap} - M_{Bv} \quad (3.10)$$

kde  $M_{eng}$  je hnací moment motoru.  $M_{cap}$  je moment kapacity třecí spojky:

$$M_{cap} = \text{sign}(\omega_{eng} - \omega_{veh}) \cdot M_{max} \quad (3.11)$$

$$M_{max} = F_N \cdot r_s \cdot \mu \cdot n \quad (3.12)$$



Obr. 3.13) Momentová rovnováha třecí spojky ve stavu rozepnuto.

Moment kapacity je konstrukčně navržen tak, aby spojka byla schopná přenést maximální hnací moment motoru  $M_{\max}$ .  $F_N$  je normálová síla působící na obou stranách spojky během jejího spínání, většinou hydraulická síla regulačního ventilu.  $r_s$  poloměr třecí plochy spojky:

$$r_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2} \quad (3.13)$$

$\mu$  je kinetický koeficient tření spojky v rozsahu (0.2-0.4).  $n$  je počet třecích ploch (talířů) spojky.

$$M_{Be, Bv} = b_{Be, Bv} \cdot \omega_{eng, veh} \quad (3.14)$$

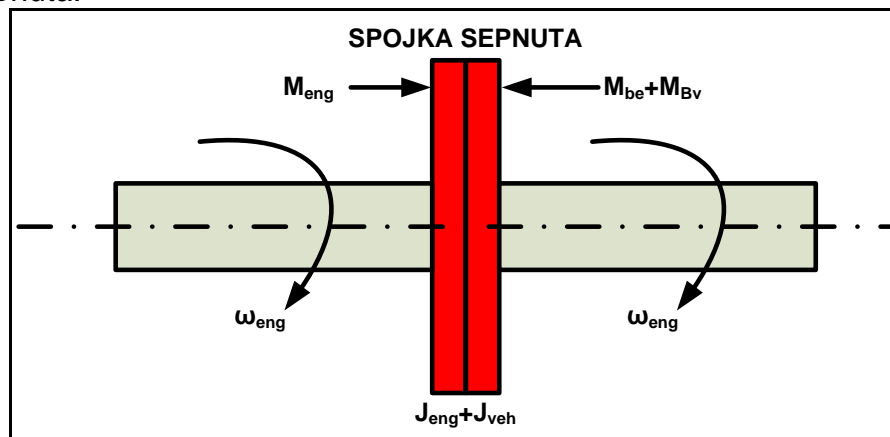
jedná se o moment tlumení vyvolaný torzními pružinami.  $b_{Be, Bv}$  jsou konstanty tlumení torzních pružin spojky. Výsledné diferenciální rovnice obou stran rozpojené spojky jsou:

$$\frac{d\omega_{eng}}{dt} = \frac{1}{J_{eng}} [M_{eng} - F_N \cdot r_s \cdot \mu \cdot n \cdot \text{sign}(\omega_{eng} - \omega_{veh}) - b_{Be} \cdot \omega_{eng}] \quad (3.15)$$

$$\frac{d\omega_{veh}}{dt} = \frac{1}{J_{veh}} [F_N \cdot r_s \cdot \mu \cdot n \cdot \text{sign}(\omega_{eng} - \omega_{veh}) - b_{Bv} \cdot \omega_{veh}] \quad (3.16)$$

$\omega_{eng, veh}$  jsou výsledné úhlové rychlosti obou částí spojky v rozpojeném stavu.  $J_{eng, veh}$  jsou momenty setrvačnosti rotačních částí na obou stranách spojky.

Spojka sepnutá:



Obr. 3.14) Momentová rovnováha třecí spojky ve stavu sepnuto.

Ve fázi sepnuté spojky, již dochází k přenosu hnacího momentu 1:1. To znamená, že hnací moment motoru je roven přenášenému momentu spojky po dobu jejího sepnutí a platí, že  $\omega_{eng} = \omega_{veh} = \omega_{clutch}$ , potom:

$$\frac{d\omega_{clutch}}{dt} \cdot J_{eng} + \frac{d\omega_{clutch}}{dt} \cdot J_{veh} = M_{eng} - b_{Be} \cdot \omega_{clutch} - b_{Bv} \cdot \omega_{clutch} \quad (3.17)$$

$$\frac{d\omega_{clutch}}{dt} = \frac{M_{eng} - (b_{Be} + b_{Bv}) \cdot \omega_{clutch}}{(J_{eng} + J_{veh})}$$

potom z rovnic (3.9, 3.10) můžeme vyjádřit moment přenášený spojkou po dobu jejího sepnutí:

$$M_{cap} = \frac{M_{eng} \cdot J_{veh} - (J_{veh} \cdot b_{Be} - J_{eng} \cdot b_{Bv}) \cdot \omega_{clutch}}{(J_{eng} + J_{veh})} \quad (3.18)$$

Definování přechodových stavů spojky je dáno těmito podmínkami:

$$\omega_{eng} = \omega_{veh} \ \& \ |M_{cap}| \leq M_{max} \quad \text{SPOJKA SEPNUTA}$$

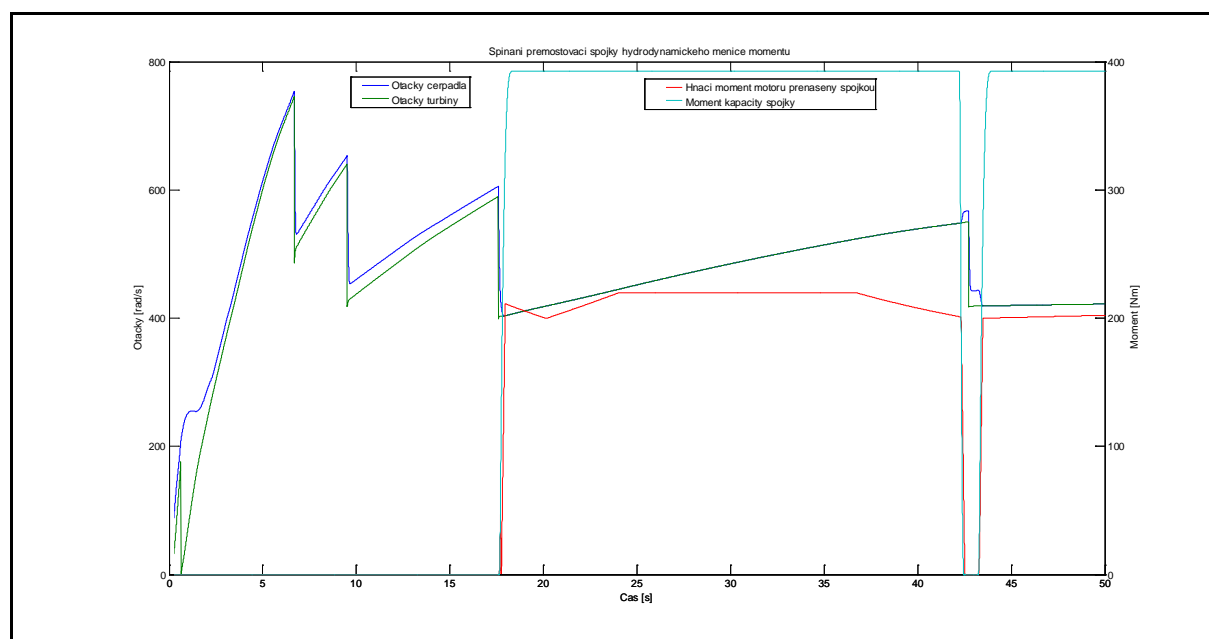
$$|M_{cap}| > M_{max} \quad \text{SPOJKA ROZEPNUTA}$$

Vstupy:

Symbol	Popis	Jednotky
E_torque_eng_Nm	hnací moment motoru	[Nm]
E_inertia_eng_kgm2	moment setrvačnosti motoru	[kgm <sup>2</sup> ]
T_pressure_SLU_Pa	tlak pro sepnutí spojky	[Pa]
T_omega_turbine_radps	otáčky turbíny momentového měniče	[radps]

Výstupy:

Symbol	Popis	Jednotky
T_torque_clutch_Nm	hnací moment přenášený spojkou	[Nm]
T_omega_plate1_radps	otáčky vstupní části spojky	[radps]



Obr. 3.15) Simulace sepnutí přemosťovací spojky hydrodynamického měniče momentů.

## Převodová skříň

Model převodové skříně převodovky je koncipován, jako model reprezentující diskrétní poměry převodových stupňů. Výpočet hnacího momentu v převodovce je vynásoben aktuálním převodovým stupněm. Stejně tak i obvodová rychlost a zrychlení jsou násobeny stejným převodovým stupněm. Jak už bylo v úvodu kapitoly uvedeno, jde o energetický tok hnacího momentu směrem na hnací kola vozidla. Zpětnou vazbou nesoucí zatížení vozidla je pak v „proti proudu“ úhlová rychlost a zrychlení jednotlivých částí hnacího ústrojí.

Model převodovky obsahuje i logiku jejího řízení (strategii řazení, „shiftovací mapy“, kontrola sepnutí přemostovací spojky hydrodynamického měniče momentů atd.), což je pro automatickou převodovku nezbytné. Model převodové skříně obsahuje tyto součásti:

- Model řadicí páky
- TCU (logika řazení a kontrola převodovky)
- Hydraulický model s řadicími a regulačními ventily pro zachování dynamiky a přechodových stavů během řazení
- Model převodové skříně s momenty setrvačnosti a převody jednotlivých převodových stupňů

Podstata modelu převodovky a přenosu hnací síly na kola vozidla spočívá v následujících vztazích. Z hlediska matematické stability jsou modelovány namísto běžně používané účinnosti převodových stupňů momentové ztráty. Důvodem je problém při nízkých rychlostech, kdy může být výkon nulový a dochází k dělení nulou. Hlavní veličiny převodové skříně, při zařazeném převodovém stupni jsou:

Hnací moment převodovky na kola:

$$M_{gear\_OUT} = (M_{gear\_IN} - M_{gear\_LOSS}) \cdot i_{gear} \cdot i_{FDR} \quad (3.19)$$

Výstupní otáčky převodovky:

$$\omega_{gear\_OUT} = \omega_{gear\_IN} \cdot i_{gear} \cdot i_{FDR} \quad (3.20)$$

Moment setrvačnosti převodového ústrojí:

$$J_{gear\_OUT} = (J_{gear\_IN} + J_{gear}) \cdot (i_{gear} \cdot i_{FDR})^2 + J_{outshaft} \quad (3.21)$$

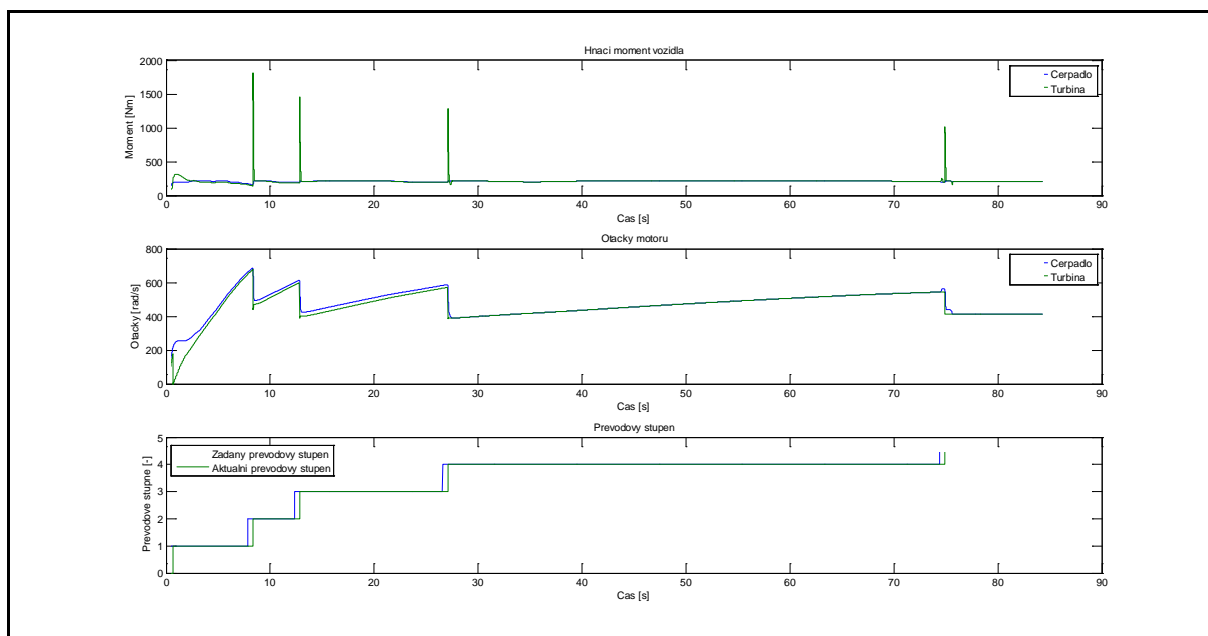
Výpočet hlavních veličin při zařazeném neutrálním stupni:

$$M_{gear\_OUT} = 0 \quad (3.22)$$

$$\omega_{gear\_OUT} = \int \frac{M_{IN}}{J_{IN} + J_{inshaft}} dt \quad (3.23)$$

$$J_{gear\_OUT} = J_{outshaft} \quad (3.24)$$

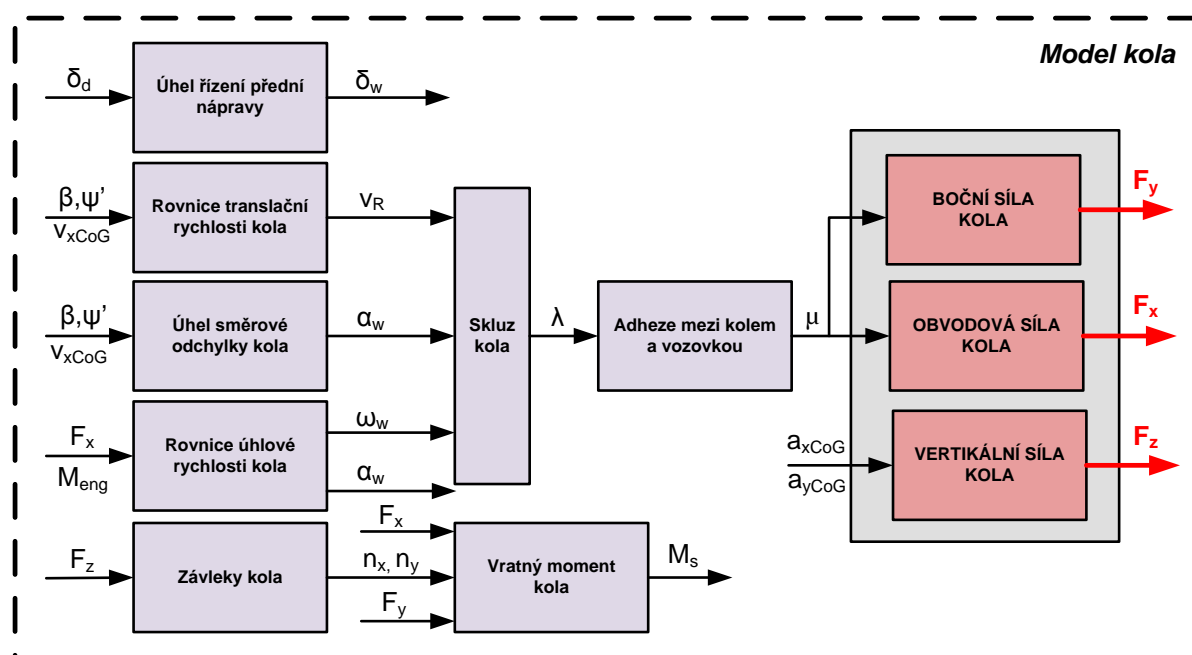
Jak je z uvedených vztahů zjevné, v případě převodové skříně se jedná o model bez dynamiky systému. V hojně míře jsou použity charakteristiky nebo vektory čísel jako převodové stupně, momenty setrvačnosti, ztráty atd. Následující výsledky zobrazují řazení během akcelerace. Na momentech čerpadla a turbíny je během řazení vidět mohutný překmit. Ten znamená, že nastal přebytek momentu během řazení a nedošlo k jeho redukci. Redukce momentu během řazení není implementována.



Obr. 3.16) Simulace řazení převodových stupňů samočinné převodovky s měničem momentů.

### 3.2.4 Model kola

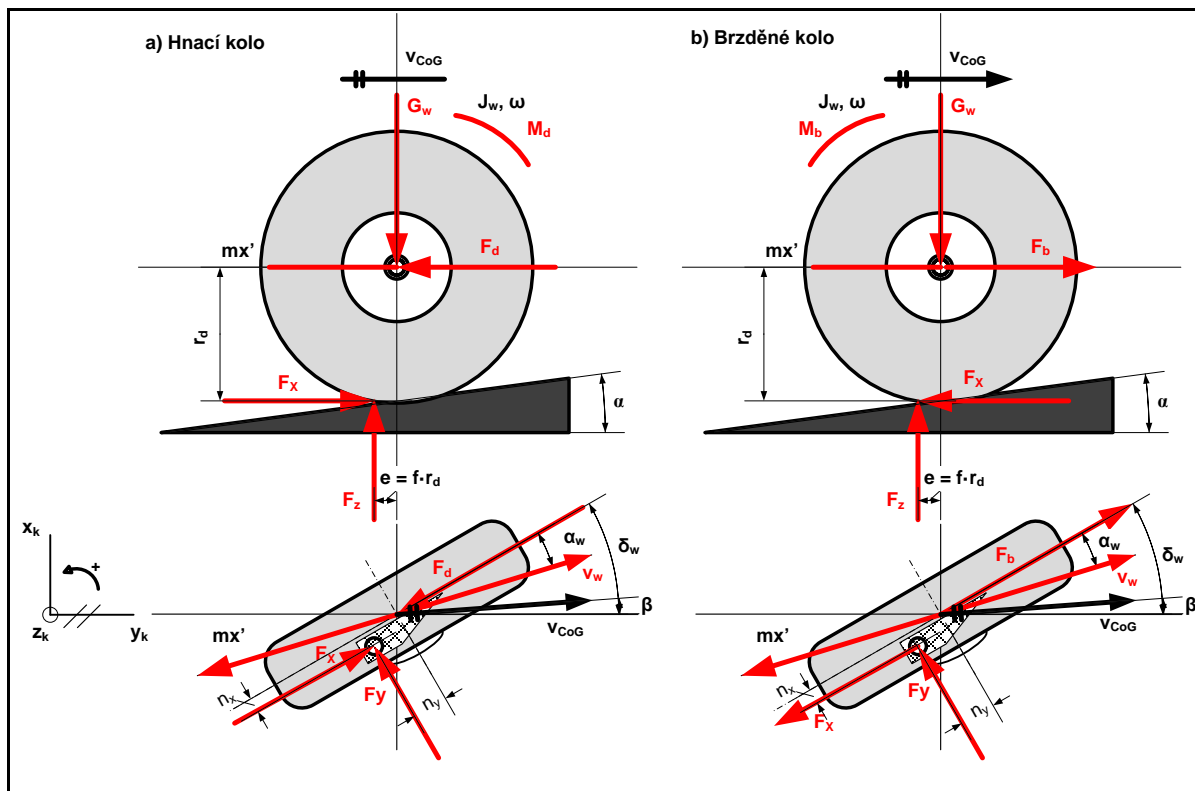
Z hlediska jízdní dynamiky vozidla a navození reálných jízdních stavů pro testování regulátoru ABS se jedná o jednu z nejdůležitějších částí simulačního modelu. Úkolem modelu kola automobilu je výpočet obvodových  $F_x$ , a bočních (vodících)  $F_y$  sil na kole. Pro výpočet těchto sil je nutné znát další veličiny jako je skluz kola  $\lambda$  v podélném, ale i bočním směru, směrová odchylka kola  $\alpha$  nebo adheze, což jsou vstupní hodnoty pro výpočet sil. Na (Obr. 3.17) je blokové schéma matematického modelu kola vozidla.



Obr. 3.17) Blokové schéma simulačního modelu kola vozidla.



Kolo vozidla se pohybuje složeným přímočarým a rotačním pohybem kolem své osy. Během odvalování kola a to jak při akceleraci tak při brzdění, na něj působí různé síly a momenty, které budou nyní popsány jak pro pohyb přímočarý, tak pro pohyb rotační. Na následujícím obrázku jsou vyšetřeny síly a momenty působící na pohaněné a brzděné kolo.



Obr. 3.18) Reakce momentů a sil na kole vozidla: a) hnací kolo, b) brzděné kolo.

### Přímočarý pohyb hnacího a hnaného kola

Pohybová rovnice přímočarého pohybu hnacího nebo hnaného kola vozidla je obecně rovna:

$$m_w \cdot \ddot{x}_w = F_x - F_d - G_w \cdot \sin(\alpha) \quad (3.25)$$

kde  $m_w$  je hmotnost kola a  $\ddot{x}_w$  je podélné zrychlení kola. Síla  $F_x$  je obvodová síla (hnací síla) kola, mezi pneumatikou a vozovkou. Pro hnací kolo je síla  $F_x$  dána hnacím momentem na kole  $M_d$ . Hnací síla vozidla musí překonat součet všech jízdních odporů působících na vozidlo:

$$F_x = F_{Rolling} + F_{Wind} + F_{High} + F_{Acc} \leq \frac{M_d}{r_d} \quad (3.26)$$

kde  $F_{Rolling}$  síla odporu valení kola mezi pneumatikou a vozovkou.  $F_{Wind}$  je síla odporu vzduchu, působícího na karoserii vozidla během jízdy.  $F_{High}$  síla odporu stoupání vozidla.  $F_{Acc}$  je síla odporu rotačních částí hnacího ústrojí vozidla. Všechny tyto síly působící proti hnací síle vozidla jsou popsány dále modelu vozidla. Pro hnané kolo vozidla, je obvodová síla  $F_x$  rovna:

$$F_x = -F_{Rolling} - J_w \frac{\ddot{x}_w}{r_d^2} \leq \frac{M_d}{r_d} \quad (3.27)$$

kde  $J_w$  je moment setrvačnosti kola,  $\ddot{x}_w$  je podélné zrychlení kola a  $r_d$  je dynamický poloměr kola. Při zvětšení hnacího momentu (akceleraci) jsou obvodové síly  $F_x$  vypočteny z matematického modelu pneumatiky.

$F_d$  je reakční síla kola ve směru osy  $x$ . Tíhová síla  $G_w$  působí na kolo svisle nebo pod úhlem  $\alpha$  v závislosti na stoupání vozovky.

$$G_w = \frac{1}{4} \cdot m_{CoG} \cdot g \quad (3.28)$$

### **Rotační pohyb hnacího a hnaného kola**

Pohybová rovnice obvodové rychlosti hnacího kola, kdy je kolo poháněno, nebo volně se odvalováno a brzdňý moment na kole se předpokládá nulový  $M_b = 0$ :

$$J_w \cdot \frac{d\omega_w}{dt} = M_d - F_x \cdot r_d - F_z \cdot f_R \cdot r_d \quad (3.29)$$

$F_z$  je normálová síla (reakce) působící na kolo, která se mění během zrychlování a zpomalování vozidla v podélném a příčném směru. Staticky je to reakce tíhovou sílu  $G_w$ . Normálové síly působící na kolo, budou počítány v kapitole „model vozidla“.  $f_R$  je součinitel valivého odporu kola mezi pneumatikou a vozovkou, jenž má hodnotu na povrchu asfaltu  $f_R = 0.01 - 0.02$ .

### **Přímočarý pohyb brzděného kola**

Pohybová rovnice přímočarého pohybu kola během jeho brzdění je obecně rovna:

$$m_w \cdot \ddot{x}_w = F_b - F_x - G_w \cdot \sin(\alpha) \quad (3.30)$$

V tomto okamžiku je obvodová síla (hnací síla)  $F_x$  na kole brzdňou silou, je záporná. Orientace a směr působení obvodové síly  $F_x$  je dán výpočtem skluzu mezi pneumatikou a vozovkou  $\lambda_w$  z matematického modelu pneumatiky.  $F_b$  je reakční síla na kole ve směru osy  $x$ . Ve svislém směru v ose kola opět působí tíhová síla  $G_w$ .

### **Rotační pohyb brzděného kola**

V okamžiku kdy je kolo brzděno, působí na kole brzdňý moment  $M_b \neq 0$ . Tento moment má záporné znaménko než hnací moment  $M_d$  na kole. Předpokládá se, že v tomto okamžiku je hnací moment na kole  $M_d = 0$ . Potom pohybová rovnice obvodové rychlosti kola je rovna:

$$J_w \cdot \frac{d\omega_w}{dt} = -M_b + F_x \cdot r_d - F_z \cdot f_R \cdot r_d \quad (3.31)$$

Brzdňý moment na kole  $M_b$  je vytvořen pomocí tlaku  $p_b$  brzdové kapaliny v brzdovém válečku kola na plochu pístu  $S_b$ . Tato síla následně působí na střední poloměr třecí plochy brzdového kotouče  $r_b = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{2}$  a tím vyvolá brzdňý moment na kole.

$$M_b = p_b \cdot S_b \cdot r_b \cdot \mu_b \cdot n_b \quad (3.32)$$

$\mu_b$  koeficient adheze brzdového obložení a  $n_b$  je počet brzdových obložení (koeficient zesílení brzdného momentu).

Změna orientace momentu tření, který je roven součinu obvodové síly  $F_x$  na kole, působící na dynamickém poloměru  $r_d$ , je dána výpočtem skluzu mezi pneumatikou a vozovkou  $\lambda_w$  z matematického modelu pneumatiky. Moment odporu valení kola působí stejně jako při volně odvalujícím se kole se záponou orientací a je dán součinem normálové síly  $F_z$  koeficientu tření  $f_R$  na dynamickém poloměru kola  $r_d$ .

### **Rovnice úhlové rychlosti kol, použité v modelu simulace**

Simulované vozidlo má pohon přední nápravy, zadní kola jsou pouze vlečena.

Rovnice úhlové rychlosti kola předního levého kola ( $\omega_{wFL}$ ):

$$\frac{d\omega_{wFL}}{dt} = \frac{1}{J_{wFL} + \frac{1}{2}J_{drive} + \frac{m_{CoG} \cdot r_{dFL}^2}{4}} \left[ \frac{1}{2} \cdot M_d - M_{bFL} - F_{xFL} \cdot r_{dFL} - F_{zFL} \cdot f_R \cdot r_{dFL} \right] \quad (3.33)$$

Rovnice úhlové rychlosti kola předního pravého kola ( $\omega_{wFR}$ ):

$$\frac{d\omega_{wFR}}{dt} = \frac{1}{J_{wFR} + \frac{1}{2}J_{drive} + \frac{m_{CoG} \cdot r_{dFR}^2}{4}} \left[ \frac{1}{2} \cdot M_d - M_{bFR} - F_{xFR} \cdot r_{dFR} - F_{zFR} \cdot f_R \cdot r_{dFR} \right] \quad (3.34)$$

Rovnice úhlové rychlosti kola zadního levého kola ( $\omega_{wRL}$ ):

$$\frac{d\omega_{wRL}}{dt} = \frac{1}{J_{wRL} + \frac{m_{CoG} \cdot r_{dRL}^2}{4}} \left[ \frac{m_{CoGRL}}{4} \cdot a_{CoG} \cdot r_{dRL} - M_{bRL} - F_{xRL} \cdot r_{dRL} - F_{zRL} \cdot f_R \cdot r_{dRL} \right] \quad (3.35)$$

Rovnice úhlové rychlosti kola zadního pravého kola ( $\omega_{wRR}$ ):

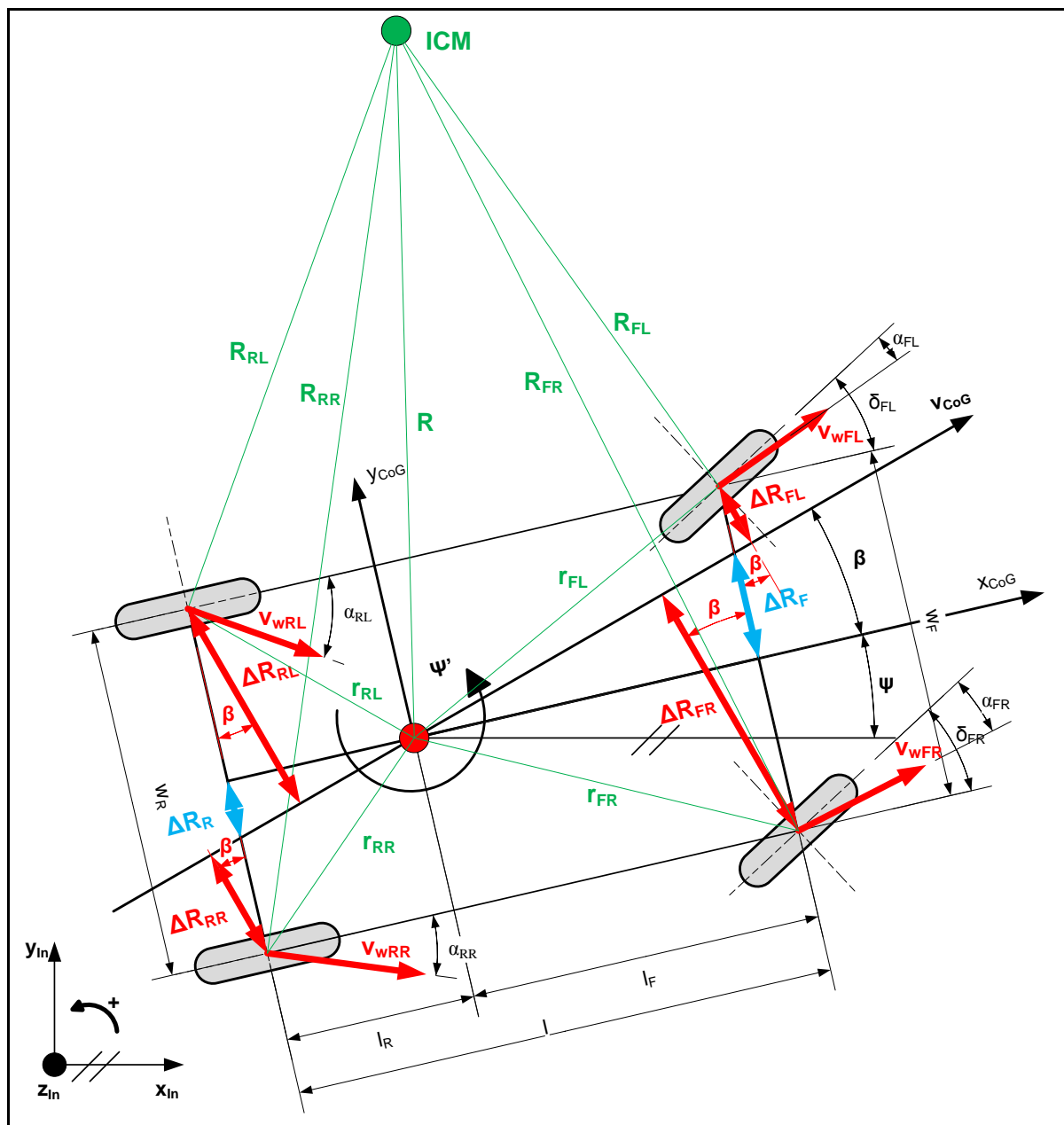
$$\frac{d\omega_{wRR}}{dt} = \frac{1}{J_{wRR} + \frac{m_{CoG} \cdot r_{dRR}^2}{4}} \left[ \frac{m_{CoGRR}}{4} \cdot a_{CoG} \cdot r_{dRR} - M_{bRR} - F_{xRR} \cdot r_{dRR} - F_{zRR} \cdot f_R \cdot r_{dRR} \right] \quad (3.36)$$

Kde  $J_{drive}$  je moment setrvačnosti hnacího ústrojí (motor, převodovka, hnací hřídele).  $m_{CoG}$  je celková hmotnost vozidla v souřadném systému CoG.  $a_{CoG}$  je podélné zrychlení vozidla počítáno opět v souřadném systému CoG. Výsledné zrychlení  $a_{CoG}$  a rychlost vozidla  $v_{CoG}$  budou odvozeny v kapitole matematického modelu vozidla.

### **Výpočet translačních rychlostí kol v bodě dotyku pneumatiky s vozovkou**

Podle (Obr. 3.19) je vidět, že rychlosti jednotlivých kol, jsou kolmé k jejich spojnicím k (okamžitým poloměrům  $R_{xy}$ ), k okamžitému středu stáčení vozidla (IMC). Existuje exaktní metoda přímého výpočtu okamžitých poloměrů  $R_{xy}$  jednotlivých kol a následný výpočet podélných rychlostí jednotlivých kol, ale podmínkou je znalost okamžitého poloměru stáčení vozidla  $R$ , vzdálenost mezi těžištěm vozidla CoG a okamžitým středem stáčení vozidla, což je prakticky obtížné učit.

Existuje proto možnost výpočtu jednotlivých podélných rychlostí kol, pomocí metody, jenž využívá tzv. individuálních diferenčních poloměrů stáčení  $\Delta R_{xy}$  jednotlivých kol [Kiencke & Nielsen 2005]. V tomto případě, není třeba znát okamžitý poloměr zatáčení vozidla  $R$ .



Obr. 3.19) Vyšetření složek rychlostí kol pomocí diferenčních poloměrů zatáčení jednotlivých kol.

Jako první určíme hodnoty  $\Delta R_F$   $\Delta R_R$ , což jsou vzdálenosti mezi osou  $x_{CoG}$  a vektorem rychlosti vozidla  $v_{CoG}$  pro přední a zadní nápravu.

$$\Delta R_F = l_F \cdot \tan(\beta) \quad (3.37)$$

$$\Delta R_R = l_R \cdot \tan(\beta) \quad (3.38)$$

Zanedbáme-li závleky jednotlivých kol, pak můžeme z (Obr. 3.19) odvodit jednotlivé diferenční poloměry  $\Delta R_{xy}$ .

Rovnice diferenčního poloměru předního levého kola  $\Delta R_{FL}$ :

$$\Delta R_{FL} = \left( \frac{w_F}{2} - \Delta R_F \right) \cdot \cos(\beta) = \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\beta) - l_F \cdot \tan(\beta) \cos(\beta) = \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\beta) - l_F \sin(\beta) \quad (3.39)$$

Rovnice diferenčního poloměru předního pravého kola  $\Delta R_{FR}$ :

$$\Delta R_{FR} = \left( \frac{w_F}{2} + \Delta R_F \right) \cdot \cos(\beta) = \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\beta) + l_F \cdot \tan(\beta) \cos(\beta) = \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\beta) + l_F \sin(\beta) \quad (3.40)$$

Rovnice diferenčního poloměru zadního levého kola  $\Delta R_{RL}$ :

$$\Delta R_{RL} = \left( \frac{w_R}{2} + \Delta R_R \right) \cdot \cos(\beta) = \frac{w_R}{2} \cdot \cos(\beta) + l_R \cdot \tan(\beta) \cos(\beta) = \frac{w_R}{2} \cdot \cos(\beta) + l_R \sin(\beta) \quad (3.41)$$

Rovnice diferenčního poloměru zadního pravého kola  $\Delta R_{RR}$ :

$$\Delta R_{RR} = \left( \frac{w_R}{2} - \Delta R_R \right) \cdot \cos(\beta) = \frac{w_R}{2} \cdot \cos(\beta) - l_R \cdot \tan(\beta) \cos(\beta) = \frac{w_R}{2} \cdot \cos(\beta) - l_R \sin(\beta) \quad (3.42)$$

Výpočet jednotlivých podélných rychlostí kol  $v_{wXY}$ , lze nyní vypočítat:

$$v_{wXY} = v_{CoG} \mp \dot{\psi} \cdot \Delta R_{XY} \quad (3.43)$$

doplňkovým složením (součtem) podélné rychlosti vozidla  $v_{CoG}$  v souřadném systému CoG a rychlosti stáčení vozidla  $\dot{\psi}$  okolo osy  $z_{CoG}$  vynásobené právě okamžitým diferenčním poloměrem  $\Delta R_{XY}$  každého kola.

Rovnice podélné rychlosti předního levého kola  $v_{wFL}$ :

$$v_{wFL} = v_{CoG} - \dot{\psi} \cdot \Delta R_{FL} = v_{CoG} - \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\beta) - l_F \sin(\beta) \right) \quad (3.44)$$

Rovnice podélné rychlosti předního pravého kola  $v_{wFR}$ :

$$v_{wFR} = v_{CoG} + \dot{\psi} \cdot \Delta R_{FR} = v_{CoG} + \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\beta) + l_F \sin(\beta) \right) \quad (3.45)$$

Rovnice podélné rychlosti zadního levého kola  $v_{wRL}$ :

$$v_{wRL} = v_{CoG} - \dot{\psi} \cdot \Delta R_{RL} = v_{CoG} - \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_R}{2} \cdot \cos(\beta) + l_R \sin(\beta) \right) \quad (3.46)$$

Rovnice podélné rychlosti zadního pravého kola  $v_{wRR}$ :

$$v_{wRR} = v_{CoG} + \dot{\psi} \cdot \Delta R_{RR} = v_{CoG} + \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_R}{2} \cdot \cos(\beta) - l_R \sin(\beta) \right) \quad (3.47)$$

V případě, že je úhel odchylky stáčení vozidla  $\beta$  menší jak  $10^\circ$ , pak můžeme rovnice jednotlivých podélných rychlostí kol zjednodušit za pomoci aproximace prvního řádu podle Taylorova rozvoje a psát, že:

$$\begin{aligned} \cos(\beta) &= 1 \\ \sin(\beta) &= \beta \end{aligned} \quad (3.48)$$

Chyba takto aproximovaných průběhů podle [Kiencke & Nielsen 2005] je menší než 0.5%.

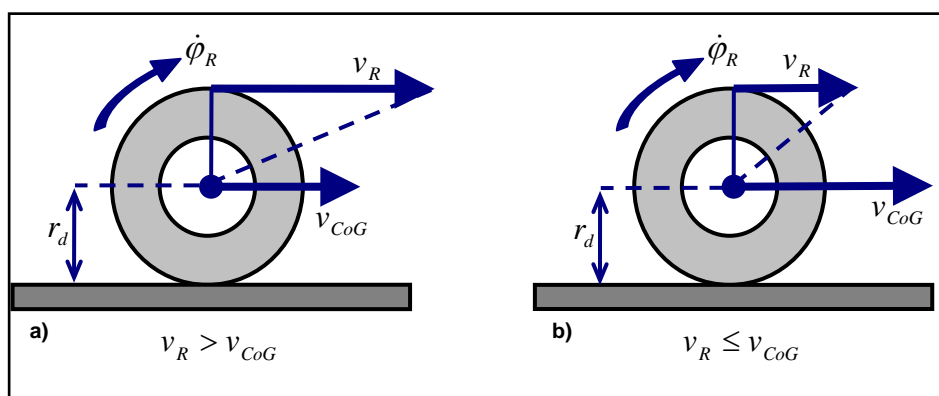
### Výpočet skluzu kola

Skluz pneumatiky, nebo také „prokluz“, představuje rozdíl mezi teoretickou a skutečnou dráhou, kterou vozidlo urazí.

Skluz pneumatiky může nastat jak při normálním odvalování kola (akcelerace), tak i během brzdění (decelerace). Definici klasického skluzu pneumatiky vyjadřuje následující příklad:

**„Obvod pneumatiky je 1,5 [m]. Jestliže se kolo otočí 10x, pak by mělo vozidlo urazit dráhu 15 [m]. Skluz pneumatiky způsobí, že skutečně ujetá dráha je kratší.“**

Při odvalování kola, za působení hnacích a brzdících sil, se na dotykové ploše pneumatiky odehrávají složité fyzikální procesy, při nichž jsou pryžové elementy deformovány. Dochází k tzv. parciálním kluzným posuvům a to i tehdy, když kolo není blokováno. Výsledkem míry kluzného podílu u valivého pohybu je skluz  $\lambda$ .



Obr. 3.20) Odvalování kola: a) volně odvalující se kolo, b) brzděné kolo.

Výpočet skluzu mezi pneumatikou a vozovkou, bereme-li v potaz pouze podélné odvalování kola je definován:

- Pro volně odvalující se kolo, je skluz lambda  $\lambda_D$  roven (Obr. 3.20 a):

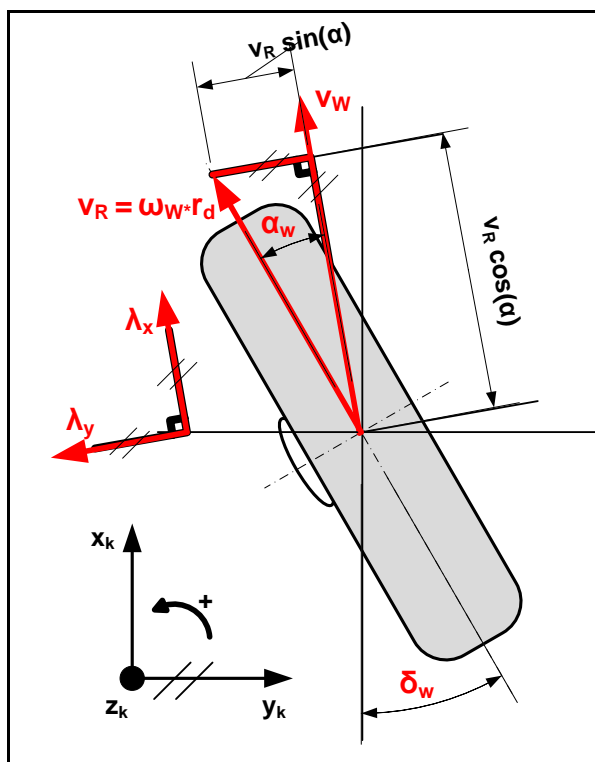
$$\lambda_D = \frac{v_R - v_{CoG}}{v_R} = \frac{(\dot{\phi}_R \cdot r_d) - v_{CoG}}{(\dot{\phi}_R \cdot r_d)} \quad (v_{CoG} \geq 0, \dot{\phi}_R \geq 0, v_R > v_{CoG}) \quad (3.49)$$

- Pro brzděné kolo, je skluz lambda  $\lambda_B$  roven (Obr. 3.20 b):

$$\lambda_B = \frac{v_{CoG} - v_R}{v_{CoG}} = \frac{v_{CoG} - (\dot{\phi}_R \cdot r_d)}{v_{CoG}} \quad (v_{CoG} \geq 0, \dot{\phi}_R \geq 0, v_R \leq v_{CoG}) \quad (3.50)$$

Skluzem tedy rozumíme rozdíl mezi rychlostí kola  $v_R$  a rychlostí vozidla  $v_F$  vztažený buď na rychlost kola  $v_R$  (odvalující se kolo), nebo rychlost vozu  $v_{CoG}$  (brzděné kolo).

Nastane-li případ, že dojde jak k podélnému, tak bočnímu skluzu na pneumatice, pak již výpočet skluzu musíme počítat například podle tzv. Burckhardtovy metody [Kiencke & Nielsen 2005]. Podle Burckhardta je systém výpočtu podélného skluzu pneumatiky stejný, jako výpočet při působení sil na pneumatice (Obr. 3.21). Podélný skluz  $\lambda_x$  na pneumatice je tedy definován ve stejném směru jako podélná rychlost pneumatiky  $v_w$ . Skluz v bočním směru  $\lambda_y$ , je odvozen z pravoúhlého trojúhelníku složek rychlostí  $v_w$  a  $v_R$ .



Obr. 3.21) Rozbor výpočtu skluzu na pneumatice podle Burckhardta [Kiencke &amp; Nielsen 2005].

Obvodová rychlost kola  $v_R$  je násobena  $\cos(\alpha_w)$  úhlu skluzu kola, abychom získali velikost délky strany pravoúhlého trojúhelníku ve směru podélné rychlosti pneumatiky  $v_w$ . Jednotlivé skluzy jsou odvozeny v (Tab. 3.2).

	JÍZDA VOZIDLA	BRZDĚNÍ VOZIDLA
<b>Výpočet skluzu pneumatiky bez působení bočního skluzu pneumatiky</b>		
<b>FYZIKÁLNÍ PODMÍNKA</b>	$v_R \geq v_{CoG}$	$v_R \leq v_{CoG}$
<b>SKLUZ PNEUMATIKY</b>	$\lambda_w = \frac{v_R - v_{CoG}}{v_R}$	$\lambda_w = \frac{v_{CoG} - v_R}{v_{CoG}}$
<b>Výpočet skluzu pneumatiky během působení bočního skluzu pneumatiky</b>		
<b>FYZIKÁLNÍ PODMÍNKA</b>	$v_R \cdot \cos(\alpha_w) > v_w$	$v_R \cdot \cos(\alpha_w) \leq v_w$
<b>PODÉLNÝ SKLUZ PNEUMATIKY</b>	$\lambda_x = \frac{v_R \cdot \cos(\alpha_w) - v_w}{v_R \cdot \cos(\alpha_w)}$	$\lambda_x = \frac{v_R \cdot \cos(\alpha_w) - v_w}{v_w}$
<b>BOČNÍ SKLUZ PNEUMATIKY</b>	$\lambda_y = \tan(\alpha_w)$	$\lambda_y = \frac{v_R \cdot \sin(\alpha_w)}{v_w}$

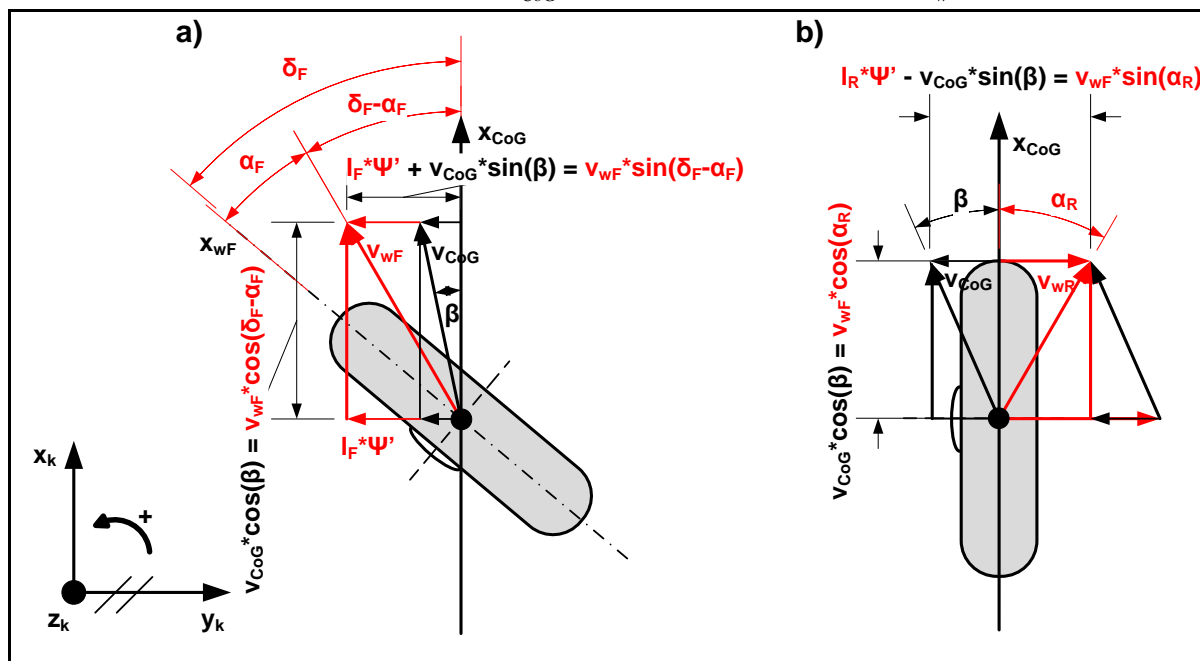
Tab. 3.2) Přehled výpočtů skluzů pneumatiky podle Burckhardta [Kiencke &amp; Nielsen 2005].

Výsledný podélný skluz musí být vždy v rozsahu hodnot  $\langle -1, 1 \rangle$ . Proto je rozdíl rychlostí ve vzorci, vždy dělen vyšší rychlostí. Výsledný skluz na pneumatice při působení podélného a bočního skluzu je geometrický součet podélného a bočního skluzu z pravoúhlého trojúhelníku:

$$\lambda_w = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2} \quad (3.51)$$

### Úhel směrové úchyly kola

Důležitou veličinou matematického modelu kola je výpočet úhlu směrové úchyly kola  $\alpha_w$ . Výpočet úhlu směrové úchyly předního  $\alpha_F$  a zadního  $\alpha_R$  kola, je vypočten z vektoru podélné rychlosti vozidla  $v_{CoG}$  a podélné rychlosti kola  $v_w$ .



Obr. 3.22) Výpočet směrové úchyly kola odvozené z jednostopého modelu vozidla, a) přední kolo, b) zadní kolo.

Výpočet úhlu směrové úchyly  $\alpha_w$ , vypočteme odvozením rovnice rovnováhy přímočarých rychlostí v podélném a příčném směru kola [Mitschke 2004]. Vozidlo  $v_{CoG}$  a kolo  $v_w$  v bodě dotyku pneumatiky s vozovkou, mají během volného odvalování kola identické podélné rychlosti.

Z (Obr. 3.22) proto můžeme odvodit pro přední kolo úhel směrové úchyly  $\alpha_F$  :  
v příčném směru pneumatiky platí rovnice rovnováhy bočních rychlostí:

$$v_{wFy} = v_{wF} \cdot \sin(\delta_w - \alpha_F) = l_F \cdot \dot{\psi} + v_{CoG} \cdot \sin(\beta) \quad (3.52)$$

v podélném směru pneumatiky platí rovnice rovnováhy podélných rychlostí:

$$v_{wFx} = v_{wF} \cdot \cos(\delta_w - \alpha_F) = v_{CoG} \cdot \cos(\beta) \quad (3.53)$$

Výslednou odchylku předního kola  $\alpha_F$ , vyjádříme pomocí podílu  $v_{wFy} / v_{wFx}$  :

$$\frac{v_{wFy}}{v_{wFx}} = \frac{v_{wF} \cdot \sin(\delta_w - \alpha_F)}{v_{wF} \cdot \cos(\delta_w - \alpha_F)} = \tan(\delta_w - \alpha_F) = \frac{l_F \cdot \dot{\psi} + v_{CoG} \cdot \sin(\beta)}{v_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \quad (3.54)$$

Totéž provedeme pro zadní nápravu  $\alpha_R$  :

v příčném směru pneumatiky platí rovnice rovnováhy bočních rychlostí:

$$v_{wRy} = v_{wR} \cdot \sin(\alpha_R) = l_R \cdot \dot{\psi} - v_{CoG} \cdot \sin(\beta) \quad (3.55)$$

v podélném směru pneumatiky platí rovnice rovnováhy podélných rychlostí:

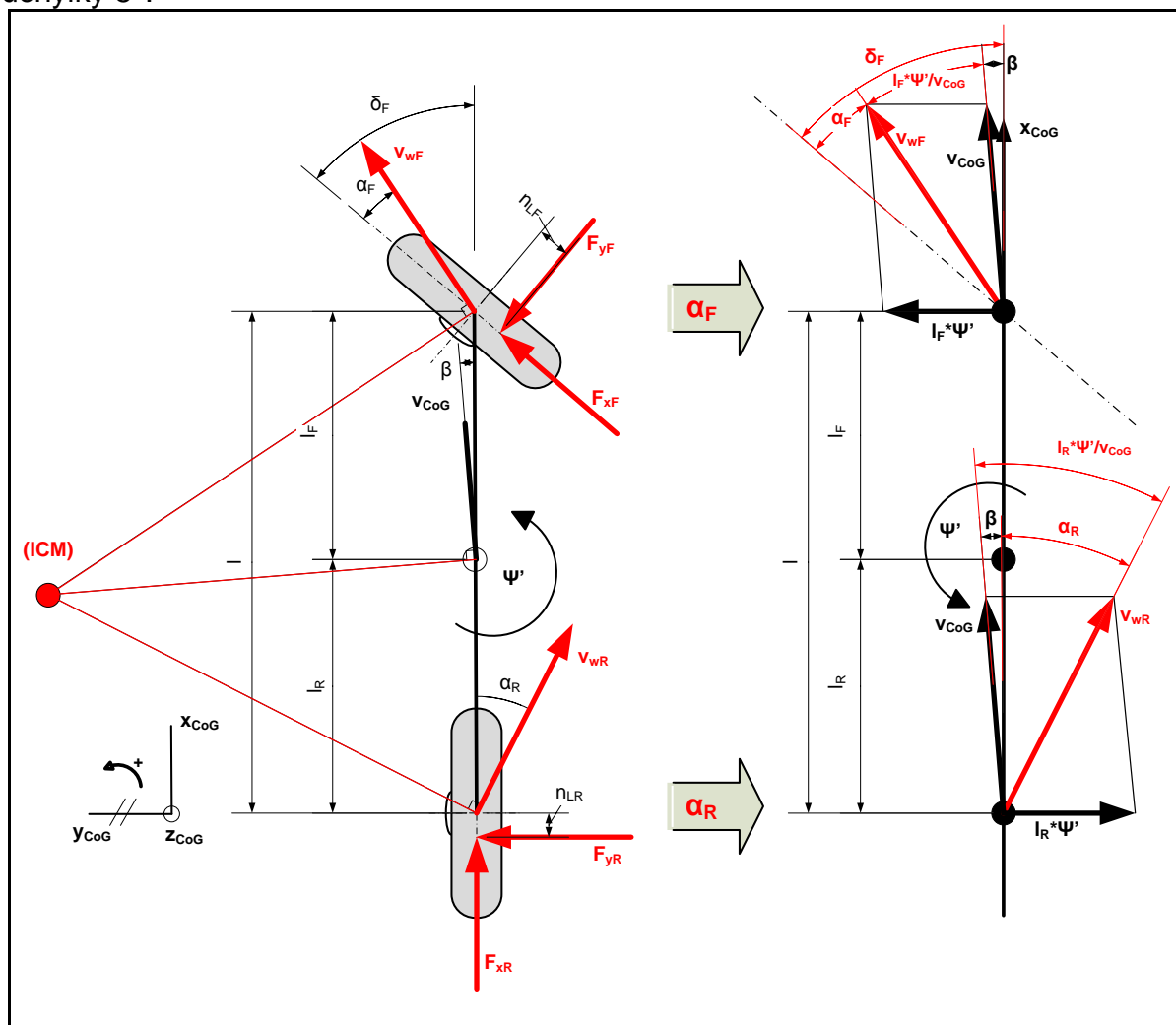
$$v_{wRx} = v_{wR} \cdot \cos(\alpha_R) = v_{CoG} \cdot \cos(\beta) \quad (3.56)$$



Výslednou odchylku zadního kola  $\alpha_R$ , vyjádříme pomocí podílu  $v_{wRy} / v_{wRx}$ :

$$\frac{v_{wRy}}{v_{wRx}} = \frac{v_{wR} \cdot \sin(\alpha_R)}{v_{wR} \cdot \cos(\alpha_R)} = \tan(\alpha_R) = \frac{l_R \cdot \dot{\psi} - v_{CoG} \cdot \sin(\beta)}{v_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \quad (3.57)$$

Za předpokladu stabilních jízdních podmínek, nepřekročí hodnota úhlu směrové úchylky  $5^\circ$ .



Obr. 3.23) Zjednodušené odvození úhlu směrové odchylky kola z jednostopého modelu vozidla.

V takovém případě můžeme rovnice zjednodušit, tak že bude platit, že  $\sin(\beta) \approx \beta$  a  $\cos(\beta) \approx 1$ . Potom můžeme podle (Obr. 3.23) odvodit směrové úchylky  $\alpha_F$  a  $\alpha_R$  takto:

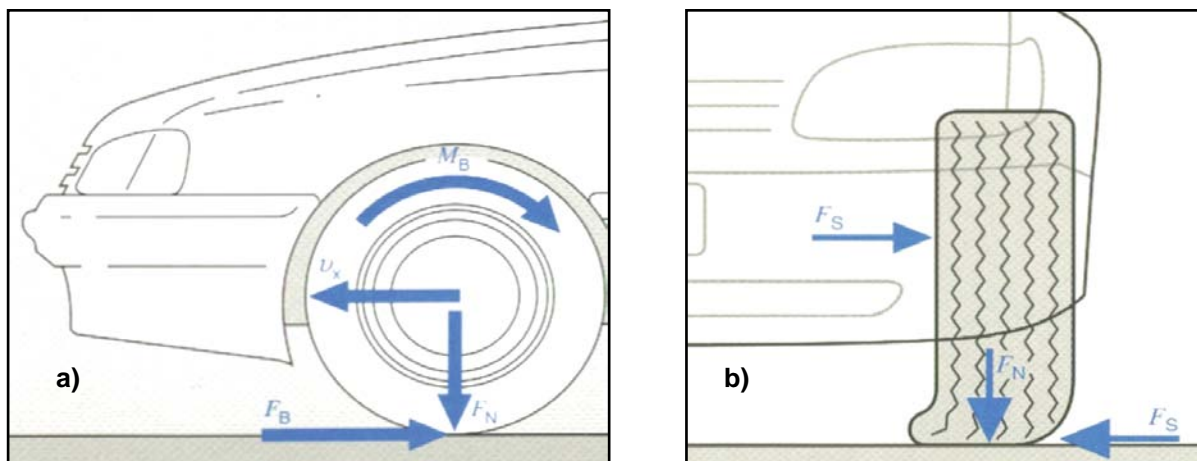
$$\alpha_F = \delta_w - \beta - \frac{l_F \cdot \dot{\psi}}{v_{CoG}} \quad (3.58)$$

$$\alpha_R = \frac{l_R \cdot \dot{\psi}}{v_{CoG}} - \beta \quad (3.59)$$

Tyto rovnice pro výpočet směrových úchylek  $\alpha_F$  a  $\alpha_R$ , jsou taktéž použity v simulačním modelu kola.

### Výpočet součinitele adheze vozovky

Součinitel adheze (přilnavosti)  $\mu$  představuje vlastnost dvojice rozdílných materiálů, v našem případě pneumatika vozovka a všechny vlivy, kterým je tento vztah vystaven. Součinitel adheze  $\mu$  je proto mírou, pro maximální obvodovou sílu  $F_x$ , maximální brzdou sílu  $F_b$  a maximální boční vodící sílu  $F_y$  mezi kolem a vozovkou.



Obr. 3.24) Reakce sil na pneumatiku: a) v podélném směru, b) v příčném směru [ROBERT BOSCH 2001].

Pro **součinitel valivé přilnavosti** v podélném směru valení pneumatiky  $\mu_{vx}$  platí podíl obvodové hnací síly  $F_x$  a normálové síly  $F_z$  na kole:

$$\mu_{vx} = \frac{F_x}{F_z} \Rightarrow F_{x_{\max}} = \mu_{vx} \cdot F_z, \quad (3.60)$$

Nastane-li případ, že:  $F_x > F_{x_{\max}}$ , pak dochází k „**prokluzu kola**“ v podélném směru vozidla.

Pro **součinitel skluzové přilnavosti** v podélném směru valení pneumatiky  $\mu_{bx}$  platí podíl brzdné síly  $F_b$  a normálové síly  $F_z$  na kole:

$$\mu_{bx} = \frac{F_b}{F_z} \Rightarrow F_{b_{\max}} = \mu_{bx} \cdot F_z \quad (3.61)$$

Nastane-li případ, že:  $F_b > F_{b_{\max}}$  pak dochází ke „**skluzu kola**“ v podélném směru vozidla.

Pro **součinitel přilnavosti v bočním směru** „smýkání“ se pneumatiky  $\mu_y$  platí podíl boční vodící síly  $F_y$  a normálové síly  $F_z$  na kole:

$$\mu_y = \frac{F_y}{F_N} \Rightarrow F_{y_{\max}} = \mu_y \cdot F_z \quad (3.62)$$

Nastane-li případ, že:  $F_y > F_{y_{\max}}$  pak dochází k „**bočnímu smyku kola**“ v příčném směru vozidla.



„Působí-li ve stopě pneumatiky mimo obvodové brzdné síly  $F_b$  ještě síla bočního vedení  $F_y$  a nemá-li dojít ke smyku kola, nesmí geometrický součet těchto sil překročit hodnotu, která závisí na součiniteli přilnavosti  $\mu_b$ .“

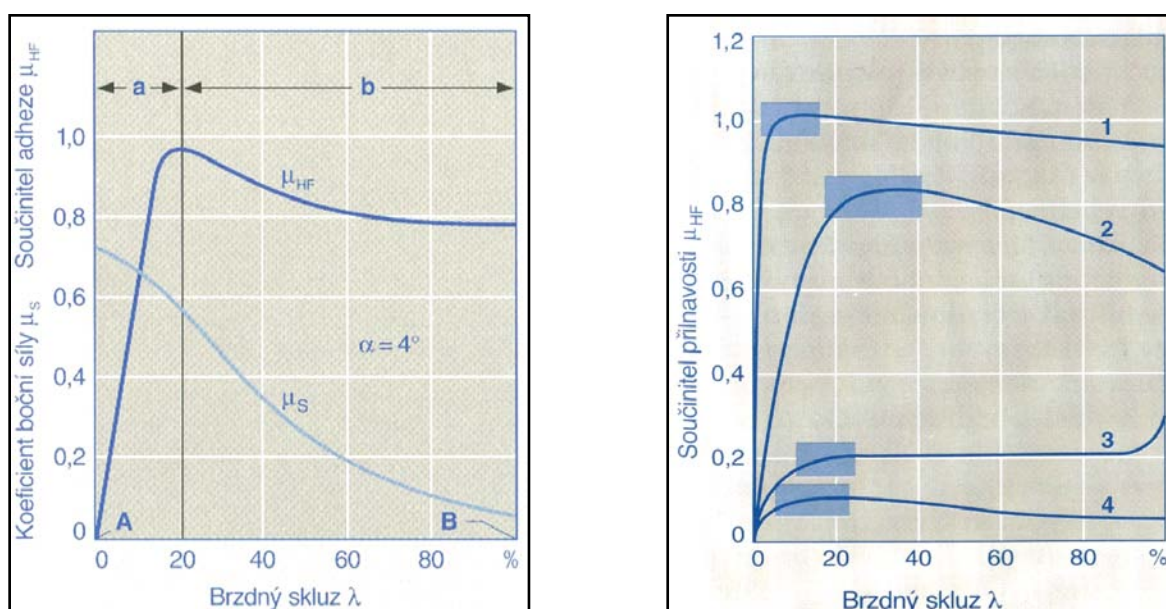
Výslednice brzdné a boční síly je podle (Obr. 3.26) rovna geometrickému součtu:

$$R_R = \sqrt{F_b^2 + F_y^2} \leq \mu_b \cdot F_z \quad (3.63)$$

Bude-li podle (Obr. 3.26)  $F_b \geq F_{b_{\max}} = \mu_b \cdot F_z$  pak boční vodící síla bude rovna nule  $F_y = 0$  a kolo nebude bočně vedeno. Dojde k zablokování kola a ke smyku.

### Charakteristika adheze – skluz

Při rozjíždění nebo zrychlování stejně jako při brzdění nebo zpomalování, závisí přenos síly na skluzu mezi pneumatikou a vozovkou.



Obr. 3.27) Charakteristika adheze/skluz: a-stabilní oblast, b-nestabilní oblast,  $\alpha$ -úhel směrové úchylky kola,  $\mu_S$ -součinitel adheze v příčném směru,  $\mu_{HF}$ -součinitel adheze v podélném směru, A-volně se otáčející kolo, B-kolo blokuje; 1-radiální pneu beton, 2-diagonální zimní pneu vlhký asfalt, 3-radiální pneu sníh, 4-radiální pneu led, modré plochy-oblasti regulace ABS [ROBERT BOSCH 2001].

Na (Obr. 3.27) je závislost součinitele přilnavosti na skluzu pneumatiky. Můžeme vidět, že se zvyšujícím se skluzem mezi kolem a vozovkou se zvyšuje do určitého okamžiku i součinitel adheze. Podle vlastností vozovky a třecích vlastností pneumatiky je to přibližně v rozmezí 10%-40% skluzu pneumatiky a poté opět součinitel adheze poklesne. Vzestupnou část křivky nazýváme „**stabilní oblastí**“, sestupná část křivky je nazývána „**nestabilní oblastí**“. Většina procesů souvisejících s brzděním nebo zrychlováním, probíhá v nízkých hodnotách skluzu ve stabilní oblasti. Takže zvýšení skluzu představuje také zvýšení využitelné přilnavosti. V nestabilní oblasti vede další zvyšování skluzu obecně ke snížení součinitele přilnavosti. Příkladem je systém regulace ABS, který zaručuje optimální využití přilnavosti mezi kolem a vozovkou při blokování kol. Brzdný tlak musí být regulován tak, aby brzdný skluz na kolech byl stále udržován v oblasti maxima křivky adheze-skluz  $\mu_{b_{\max}} = f(\lambda_x)$ .

Komplikovaná regulace pomocí ABS nastává například na sněhu, kdy křivka adheze-skluz nemá pro tuto oblast žádné výrazné maximum křivka 3 (Obr. 3.27). To znamená, že součinitel valivé přilnavosti  $\mu_x$  v oblasti maxima křivky je stejný jako součinitel skluzové přilnavosti  $\mu_b$ .

Charakteristiku adheze skluz určující chování přilnavosti (adheze), mezi pneumatikou a vozovkou můžeme empiricky vypočítat podle Burckhardta takto:

$$\mu(\lambda_w) = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot \lambda_w}) - c_3 \cdot \lambda_w \quad (3.64)$$

V (Tab. 3.3) jsou uvedeny hodnoty jednotlivých koeficientů adheze  $c_1, c_2, c_3$  podle Burckhardta [Kiencke & Nielsen 2005], které jsou definovány pro různé povrchy vozovky.

Povrchy vozovky / koeficienty	$c_1$	$c_2$	$c_3$
Suchý asfalt	1.2801	23.9900	0.5200
Mokrý asfalt	0.8570	33.8220	0.3470
Suchý beton	1.1973	25.1680	0.5373
Suché dlažební kostky	1.3713	6.4565	0.6691
Mokrý dlažební kostky	0.4004	33.7080	0.1204
Sníh	0.1946	94.1290	0.0646
Led	0.0500	306.3900	0.0000

Tab. 3.3) Tabulka koeficientů adheze, pro různé povrchy vozovky dle Burckhardta [Kiencke & Nielsen 2005].

Rovnice výpočtu může být rozšířena o dvojici koeficientů (faktorů):

$$\mu(\lambda_w) = (c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot \lambda_w}) - c_3 \cdot \lambda_w) \cdot e^{-c_4 \cdot \lambda_w \cdot v_{CoG}} \cdot (1 - c_5 \cdot F_z^2) \quad (3.65)$$

Koeficient  $c_4$  představuje zvýšený vliv rychlosti vozu  $v_{CoG}$ . Obvyklé hodnoty koeficientu  $c_4$  jsou v rozmezí  $0.002[s/m] - 0.004[s/m]$ . Koeficient  $c_5$  představuje zvýšený vliv normálové síly na kole  $F_z$ . Hodnota koeficientu  $c_5$  při normálové síle  $F_z = 8[kN]$  je rovna  $0.00015[(1/kN)^2]$ . Oba koeficienty nabývají maximální hodnoty 1. Znamená to, že koeficienty  $c_4, c_5$  jsou jakými si zesíleními ve výpočtu přilnavosti (adheze) mezi pneumatikou a vozovkou.

Výsledné charakteristiky adheze-skluz (Obr. 3.28) jsou platné pro kvazi-statické přechodové děje. Pro rychlé změny skluzu, je potřeba tento výpočet nahradit jiným empirickým výpočtem, jehož závislost je vyjádřena lineárním vztahem:

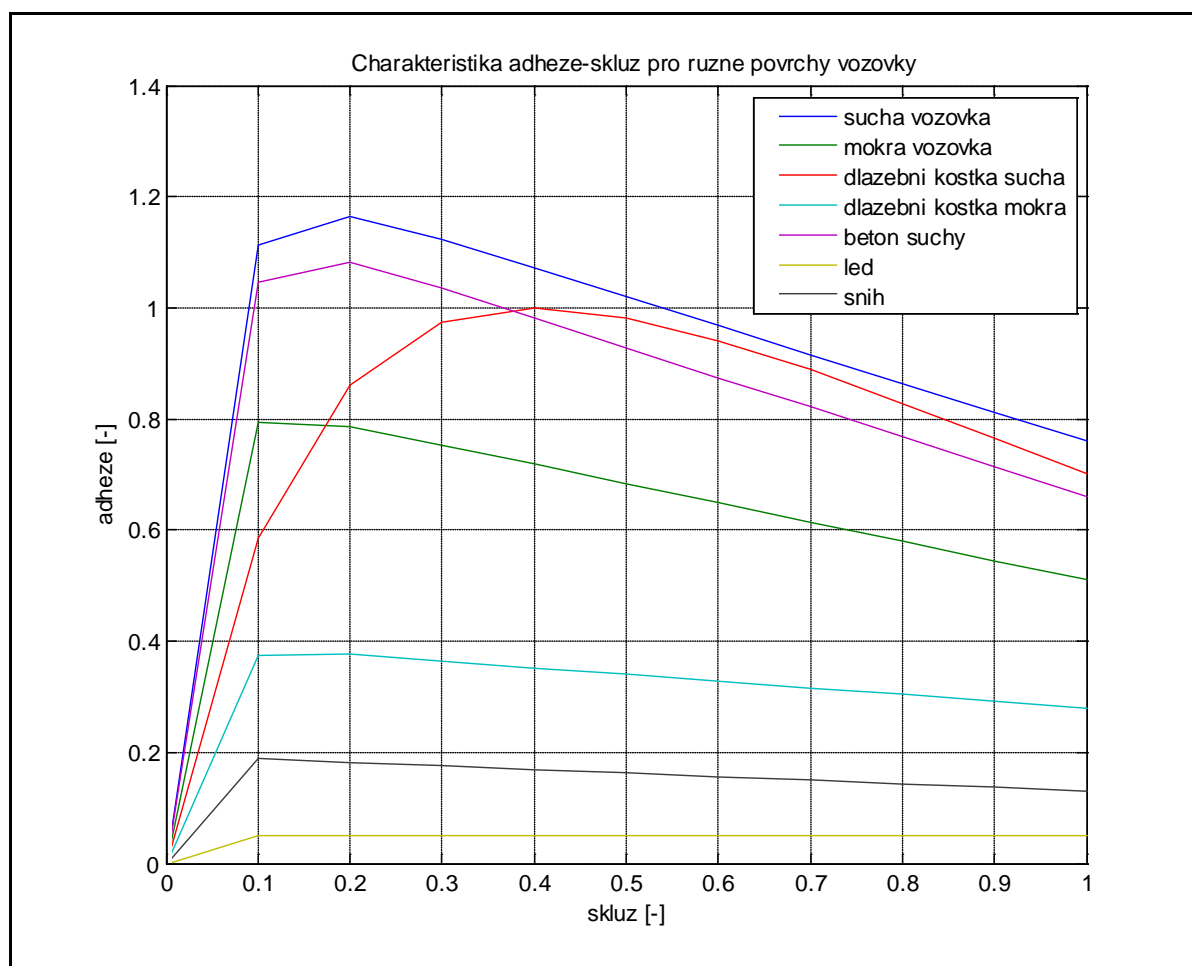
$$\mu = \mu_0 \cdot (1 - k_0 \cdot v_\lambda) \quad (3.66)$$

Kde  $\mu_0$  je počáteční hodnota adheze povrchu vozovky.  $k_0$  je koeficient adheze roven hodnotě  $k_0 = 0.124$  a  $v_\lambda$  je kluzná rychlost kola:

$$v_\lambda = v_w \cdot \sqrt{tg^2(\alpha_w) + \lambda_w^2} \quad (3.67)$$



Tento výpočet přilnavosti je současně použit i v simulačním modelu ABS.

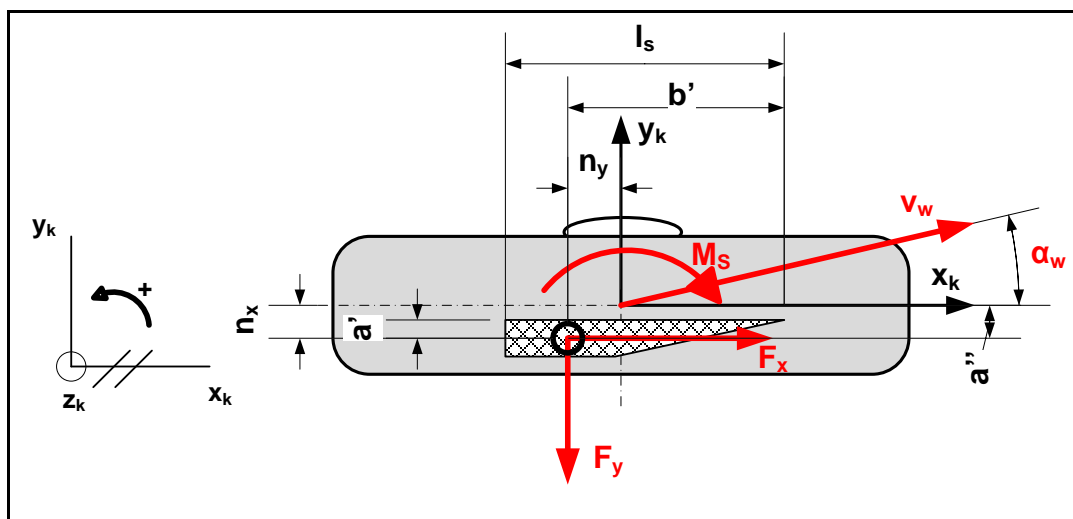


Obr. 3.28) Charakteristiky adheze-skluz pro různé povrchy vozovek podle Burckhardta.

### Výpočet obvodových a bočních sil jednotlivých kol

Kvalita matematického modelu vozidla a následné regulace ABS, závisí významně na modelu pneumatiky a vyjádření jejích vlastností. Proto byl pro výpočet obvodových a bočních vodících sil zvolen model pneumatiky HSRI (Highway Safety Research Institute). Jedná se o nelineární model zachycující směrovou dynamiku vozidla s mnohem vyšším množstvím vstupních parametrů než lineární modely. Důvodem proč je model pneumatiky důležitý z hlediska dynamiky vozidla, je závislost okamžitého dynamického stavu na těchto silách, který přenáší boční a podélné síly, které jako vnější faktory působí na vozidlo. V modelu kola jsou podélné a boční síly počítány v závislosti na povrchu vozovky a jízdním stavu pneumatiky. Jízdní stavy jsou odvozeny od těchto veličin [Vlk 2001]:

- radiální zatížení kol  $F_{zFL}, F_{zFR}, F_{zRL}, F_{zRR}$  (počítány v modelu vozidla),
- úhel směrové úchylnosti kola  $\alpha_{FL}, \alpha_{FR}, \alpha_{RL}, \alpha_{RR}$ ,
- skluz pneumatiky  $\lambda_{FL}, \lambda_{FR}, \lambda_{RL}, \lambda_{RR}$ ,
- směrová tuhost pneumatiky  $C_\alpha$ , skluzová tuhost pneumatiky  $C_\lambda$  (konstanty).



Obr. 3.29) Rozbor stopy pneumatiky.

Pro výpočet obvodových  $F_{xij}$  a bočních vodících sil  $F_{yij}$  se vychází z následujících zjednodušených předpokladů:

- neuvažujeme odklon kola,
- ve stopě pneumatiky uvažujeme konstantní plošný tlak,
- účinkem boční síly se posune střednice kostry pneumatiky rovnoběžně se střednicí kola,
- lineární vychýlení střednice stopy v adhezni oblasti adheze-skluz,
- rovnoběžné vychýlení střednice stopy se střednicí kola v skluzové oblasti adheze-skluz.

Výpočet sil dále vychází z předpokladu, že na kole mohou nastat dva provozní stavy:

- a) ve stopě kola nastává prokluz nebo skluz kola, ale nevzniká smyk kola,
- b) ve stopě vzniká kromě tření také smyk kola.

Pro rozlišení obou případů je nejprve vypočtena pomocná veličina  $s_w$ :

$$s_w = \sqrt{\frac{(C_\lambda \cdot \lambda_w)^2 + (C_\alpha \cdot \tan(\alpha_w))^2}{\mu \cdot (1 + \lambda_w) \cdot F_z}} \quad (3.68)$$

a)  $s_w \leq 0.5$  (ve stopě kola nevzniká smyk, pouze tření) skutečný tvar stopy  $l_s$ :

$$F_{xij} = C_\lambda \cdot \frac{\lambda_w}{(1 + \lambda_w)} \quad (3.69)$$

$$F_{yij} = C_\alpha \cdot \frac{\tan(\alpha_w)}{(1 + \lambda_w)} \quad (3.70)$$

b)  $s_w > 0.5$  (ve stopě kola vzniká smyk i tření) předpokládaný tvar stopy  $l_s$ :

$$F_{xij} = C_\lambda \cdot \frac{\lambda_w}{(1 + \lambda_w)} \cdot \frac{s_w - 0,25}{s_w^2} \quad (3.71)$$

$$F_{yij} = C_\alpha \cdot \frac{\tan(\alpha_w)}{(1 + \lambda_w)} \cdot \frac{s_w - 0,25}{s_w^2} \quad (3.72)$$

**Vratný moment kola**

Vratný moment kola  $M_s$  má opačný směr než moment na páce řízení kola. Má za úkol dorovnávat kolo při jeho stáčení, během působení boční síly  $F_y$ . Rovnice rovnováhy na kole:

$$M_s = F_y \cdot n_y + F_x \cdot n_x \quad (3.73)$$

Kde  $n_y$  je boční závlek kola, který vzniká během působení boční síly  $F_y$ :

$$n_y = b' - 0.5 \cdot l_s \quad (3.74)$$

$n_x$  je dynamický (podélný) závlek kola od působení obvodové síly  $F_x$ :

$$n_x = a' + a'' \quad (3.75)$$

Podle metody HRSI jsou jednotlivé veličiny počítány opět pomocí pomocné veličiny  $s_w$ :

a)  $s_w \leq 0.5$  (ve stopě kola nevzniká smyk, pouze tření) skutečný tvar stopy  $l_s$ :

$$a' = \frac{2}{3} \cdot l_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \quad (3.76)$$

$$b' = \frac{2}{3} \cdot l_s \quad (3.77)$$

b)  $s_w > 0.5$  (ve stopě kola vzniká smyk i tření) předpokládaný tvar stopy  $l_s$ :

$$a' = l_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \frac{3 - \frac{1}{s_w}}{6 \cdot s_w \cdot (1 - 0.25 \cdot s_w)} \quad (3.78)$$

$$b' = l_s \cdot \frac{3 - 0.25 \cdot s_w^2}{6 \cdot (1 - 0.25 s_w)} \quad (3.79)$$

Výpočet posunutí  $a''$  je závislé na boční tuhosti kostry pneumatiky  $C_K$ :

$$a'' = \frac{F_z}{C_K}$$

Pro zjednodušení výpočtu závleků kol, byly v modelu použity následující empirické vztahy [Kiencke & Nielsen 2005]:

$$n_x = \frac{1}{2} \cdot \left( l_0 + l_1 \cdot \frac{F_z}{F_{z0}} \right) \quad (3.80)$$

Kde je parametr závleku  $l_0 = -0.03[m]$  a  $l_1 = 0.12[m]$ .  $F_{z0}$  je nominální vertikální síla s hodnotou  $F_{z0} = 5000[N]$ .

$$n_y = 3 \cdot n_x \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) + \frac{F_y}{C_{press}} \quad (3.81)$$

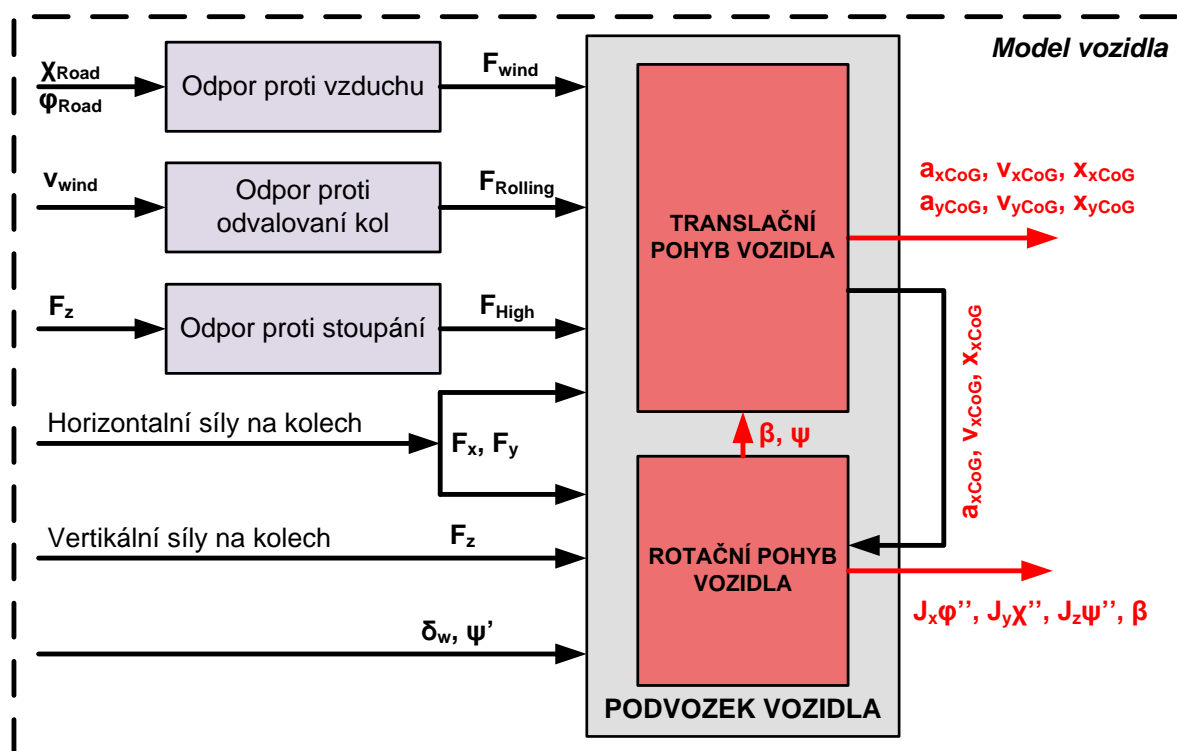
Kde  $C_{press}$  je koeficient korekce tlaku v pneumatice a je roven  $C_{press} = 230000[N/m]$ .

Tímto jsou definovány rovnice všech důležitých veličin, potřebných k sestavení matematického modelu kola vozidla.



### 3.2.5 Model vozidla

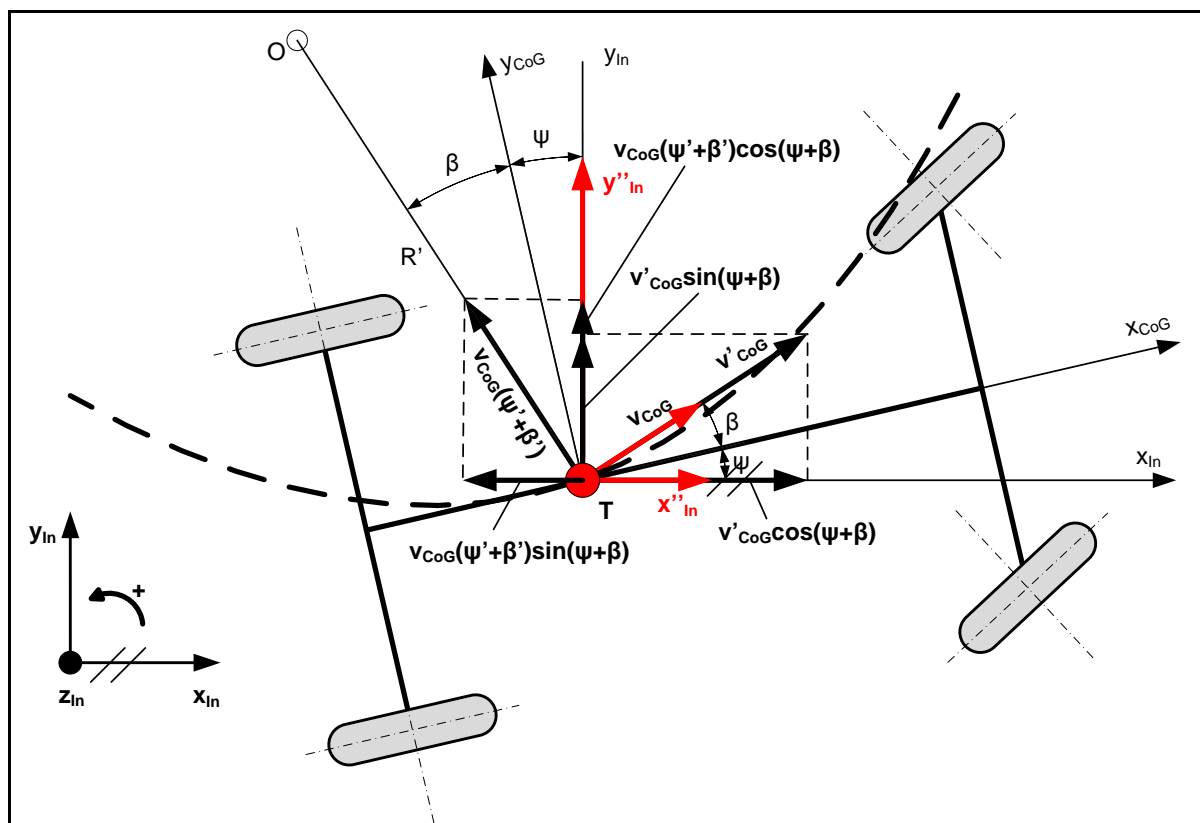
Model vozidla je složen z diferenciálních rovnic zohledujících 6 stupňů volnosti pohybu vozidla. Rovinný pohyb v podélném a příčném směru vozidla  $x_{CoG}$ ,  $y_{CoG}$  a vertikální směru pohybu vozidla  $z_{CoG}$ . Dále pak rotační pohyb vozidla, jako je rovnice stáčení vozidla kolem svislé osy  $J_z \ddot{\psi}$ , rovnice klopení vozidla okolo jeho podélné osy  $J_x \ddot{\phi}$  a klonění vozidla okolo jeho příčné osy  $J_y \ddot{\chi}$ . Dále pak je počítáno s odpory valení jednotlivých kol  $F_{Rolling}$ , odporem vzduchu karoserie vozidla  $F_{Wind}$  a odporem stoupání  $F_{High}$ .



Obr. 3.30) Blokové schéma simulačního modelu vozidla.

Jako první část matematického modelu vozidla, bude vyšetřen rovinný pohyb vozidla vzhledem k vozovce. Model vychází z dynamického rovinného pohybu dvounápravového vozidla. Polohou těžiště vozidla vzhledem k pevné souřadné soustavě  $x_{In}$ ,  $y_{In}$  a úhlem stáčení  $\psi$  je jednoznačně udána poloha vozidla v rovinně vozovky. Klopení a klonění vozidla v tomto okamžiku neuvažujeme. Protože se vozidlo nepohybuje jen po přímé trajektorii, ale většinou po křivce (zatáčení, vyrovnávání směru jízdy atd.), je nutno pohyb vozidla vyšetřit vzhledem k jeho zakřivené trajektorii (Obr. 3.31).

Protože se vozidlo nepohybuje jen po přímé trajektorii, ale většinou po křivce (zatáčení, vyrovnávání směru jízdy atd.), je nutno pohyb vozidla vyšetřit vzhledem k jeho zakřivené trajektorii. V okamžiku změny směru jízdy, například při zatáčení vozidla, se těžiště vozidla  $T$  pohybuje určitou rychlostí  $v_{CoG}$ , po zakřivené trajektorii.



Obr. 3.31) Rovinný pohyb vozidla a odvození dostředivého zrychlení těžiště vozidla. [VLK 2001]

Při natočení vozidla vzniká mezi podélnou osou vozidla  $x_{CoG}$  a pevnou souřadnou osou  $x_{In}$  úhel stáčení vozidla  $\psi$ . Samotný vektor rychlosti  $v_{CoG}$  je ještě posunut o tzv. úhel směrové úchytky těžiště  $\beta$ . Na vozidlo v okamžiku zatáčení působí z důvodu pohybu po kružnici také dostředivé zrychlení vozidla  $a_{dCoG}$  [Vlk 2001], které směřuje vždy do středu otáčení:

$$a_{dCoG} = \frac{v_{CoG}^2}{R'} \quad (3.82)$$

Výpočet dostředivého zrychlení z důvodu obtížné identifikace poloměru křivosti  $R'$  vypočteme pomocí složek vektorů rychlosti vozidla a jejich následné derivace. Složky vektoru rychlosti vozidla v podélném  $\dot{x}_{In}$  a příčném směru  $\dot{y}_{In}$  k osám pevného souřadného systému  $x_{In}$  a  $y_{In}$  jsou rovny:

$$\dot{x}_{In} = v_{CoG} \cdot \cos(\psi + \beta) \quad (3.83)$$

$$\dot{y}_{In} = v_{CoG} \cdot \sin(\psi + \beta) \quad (3.84)$$

Složky vektoru zrychlení vozidla v podélném  $\ddot{x}_{In}$  a příčném směru  $\ddot{y}_{In}$ , vypočteme derivací složek rychlosti podle času:

$$\ddot{x}_{In} = \dot{v}_{CoG} \cdot \cos(\psi + \beta) - v_{CoG} \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cdot \sin(\psi + \beta) \quad (3.85)$$

$$\ddot{y}_{In} = \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\psi + \beta) + v_{CoG} \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cdot \cos(\psi + \beta) \quad (3.86)$$

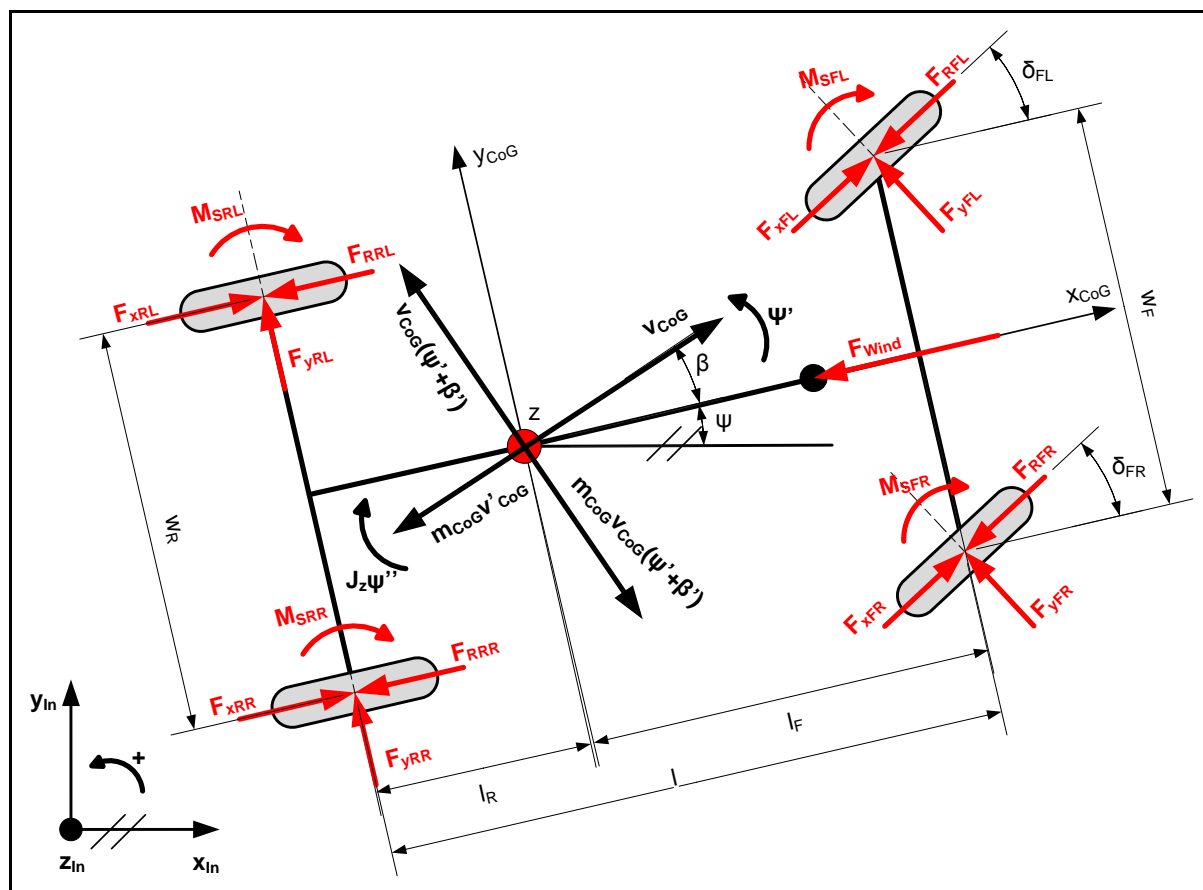
Rovnice obsahují složky zrychlení vozidla  $a_{CoG}$  v podélném směru  $\dot{v}_{CoG} \cdot \cos(\psi + \beta)$  a v příčném směru  $\dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\psi + \beta)$ . Složka dostředivého zrychlení  $a_{dCoG}$  je v podélném směru  $v_{CoG} \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cdot \sin(\psi + \beta)$  a v příčném směru  $v_{CoG} \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cdot \cos(\psi + \beta)$ .

Polohu vozidla určíme integrací složek vektorů rychlosti v čase  $t$ :

$$x_{In} = \int_{t_0}^{t_1} v_{CoG} \cdot \cos(\psi + \beta) dt \quad (3.87)$$

$$y_{In} = \int_{t_0}^{t_1} v_{CoG} \cdot \sin(\psi + \beta) dt \quad (3.88)$$

Silový a momentový rozbor rovinného pohybu vozidla je na (Obr. 3.32).



Obr. 3.32) Rovinný pohyb vozidla s rozбором působení sil a momentů vztahených k CoG. [VLK 2001].

Vozidlo se pohybuje po zakřivené trajektorii a působí na něj tyto síly a momenty. Na kolech vozidla působí obvodové síly  $F_{xij}$ , které na hnacích kolech vozidla uvádějí vozidlo do pohybu. Dále na kolech působí síly valivého odporu  $F_{Rij}$  mezi pneumatikou a vozovkou a boční vodící síly pneumatik  $F_{yij}$ . Síla, působící čelně na pohybující se vozidlo je síla odporu vzduchu  $F_{Wind}$ . Proti směru pohybu vozidla působí v jeho těžišti setrvačné síly  $m_{CoG} \cdot a_{CoG}$  od podélné rychlosti vozidla a setrvačná složka dostředivého zrychlení  $m_{CoG} \cdot v_{CoG} \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta})$ . Vratné momenty na kolech  $M_{Sij}$  působí proti směru natáčení kol a mají za úkol je vrátit do skutečného směru jejich odvalování, do směru rychlosti kol. Proti směru natáčení vozidla kolem jeho svislé osy  $z_{CoG}$  jdoucí jeho těžištěm působí setrvačný moment  $J_z \cdot \dot{\psi}$ . Při natáčení předních kol vzniká úhel jejich natočení  $\delta_{ij}$ . Vzdálenost rozchodu předních a zadních kol je označena  $w_{F,R}$ . Vzdálenosti přední a zadní nápravy od těžiště vozidla jsou označeny  $l_{F,R}$ . Rozvor náprav je označen  $l$ .

Rozbor sil působících v ose  $x_{COG}$  (podélný pohyb vozidla):

$$m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \cdot \cos(\beta) - m_{CoG} \cdot v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \sin(\beta) = (F_{xFL} - F_{xRL}) \cdot \cos(\delta_{FL}) + (F_{xFR} - F_{xRR}) \cdot \cos(\delta_{FR}) + F_{xRL} + F_{xRR} - F_{RRL} - F_{RRR} - F_{yFL} \cdot \sin(\delta_{FL}) - F_{yFR} \cdot \sin(\delta_{FR}) - F_{Wind} \quad (3.89)$$

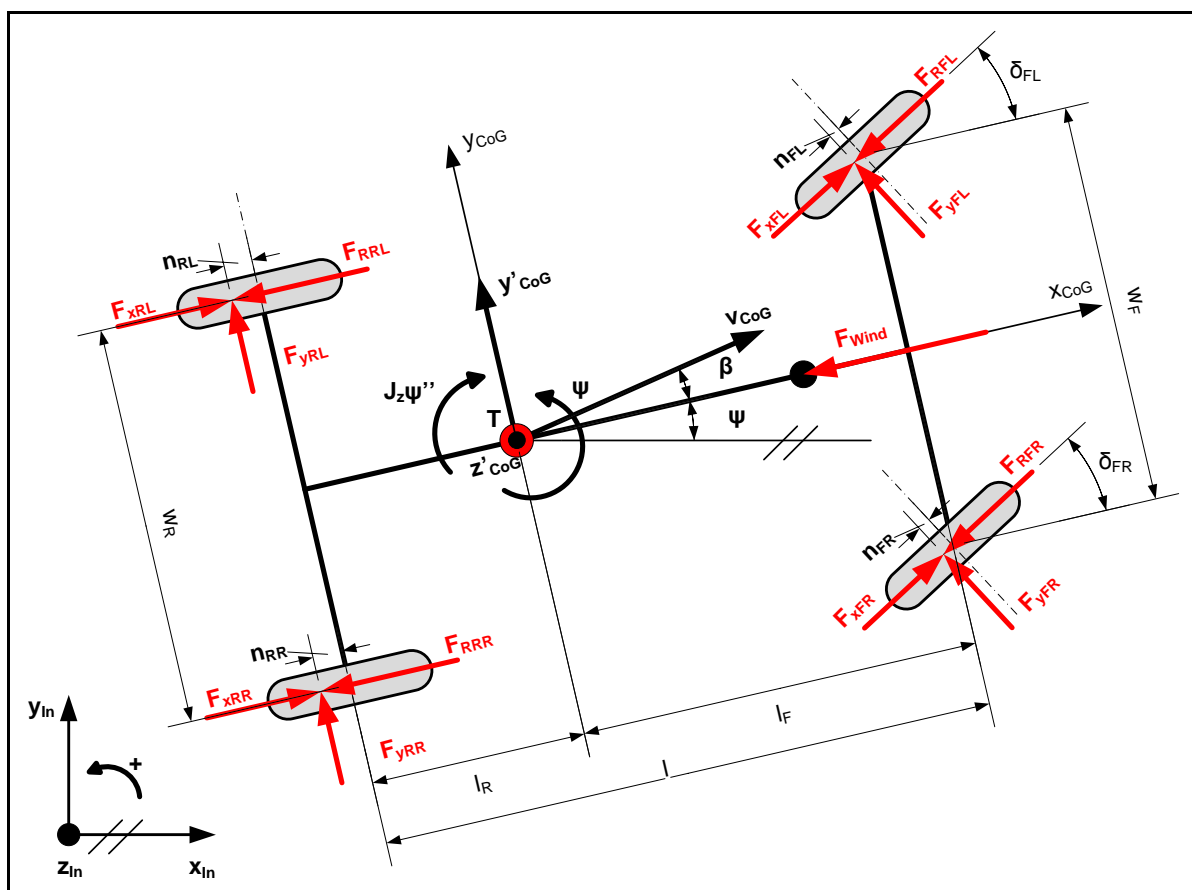
Rozbor sil působících v ose  $y_{COG}$  (příčný pohyb vozidla):

$$m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta) + m_{CoG} \cdot v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \cos(\beta) = (F_{xFL} - F_{xRL}) \cdot \sin(\delta_{FL}) + (F_{xFR} - F_{xRR}) \cdot \sin(\delta_{FR}) + F_{yFL} \cdot \cos(\delta_{FL}) + F_{yFR} \cdot \cos(\delta_{FR}) + F_{yLR} + F_{yRR} \quad (3.90)$$

Působení momentů k ose  $z_{COG}$  v těžišti  $T_{CoG}$  vozidla:

$$J_z \ddot{\psi} = -(F_{xFL} - F_{xRL}) \cdot \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\delta_{FL}) + (F_{xFL} - F_{xRL}) \cdot l_F \cdot \sin(\delta_{FL}) + (F_{xFR} - F_{xRR}) \cdot \frac{w_F}{2} \cdot \cos(\delta_{FR}) + (F_{xFR} - F_{xRR}) \cdot l_F \cdot \sin(\delta_{FR}) - (F_{xRL} - F_{RRL} - F_{xRR} + F_{RRR}) \cdot \frac{w_R}{2} + F_{yFL} \cdot \left[ \frac{w_F}{2} \cdot \sin(\delta_{FL}) + l_F \cdot \cos(\delta_{FL}) \right] - F_{yFR} \cdot \left[ \frac{w_F}{2} \cdot \sin(\delta_{FR}) - l_F \cdot \cos(\delta_{FR}) \right] - (F_{yRL} + F_{yRR}) \cdot l_R - M_{SFL} - M_{SFR} - M_{SRL} - M_{SRR} \quad (3.91)$$

Pro zjednodušení rovinného modelu vozidla, je možné zanedbat setrvačné síly, které vznikají od zrychlení klopení karoserie kolem osy  $x_{COG}$  a zrychlení klonění karoserie v ose  $y_{COG}$ . Zanedbáme vratné momenty na jednotlivých kolech  $M_{Sij}$ . Zavedeme závleky kol, které ovlivňují stáčení vozidla během rotačního pohybu.



Obr. 3.33) Rovinný pohyb vozidla s rozбором působení sil a momentů vztažených k Inerciální soustavě.

**Translační pohyb vozidla**

Nejprve odvodíme translační pohyb vozidla v souřadném systému podvozku vozidla „undercarriage“ [Kiencke & Nielsen 2005].

Rozbor sil působících v ose  $x_{Un}$  podélný pohyb podvozku vozidla:

$$m_{CoG} \cdot \ddot{x}_{Un} = F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind} + F_{xHigh} + F_{Rolling} \quad (3.92)$$

Rozbor sil působících v ose  $y_{Un}$  příčný pohyb podvozku vozidla:

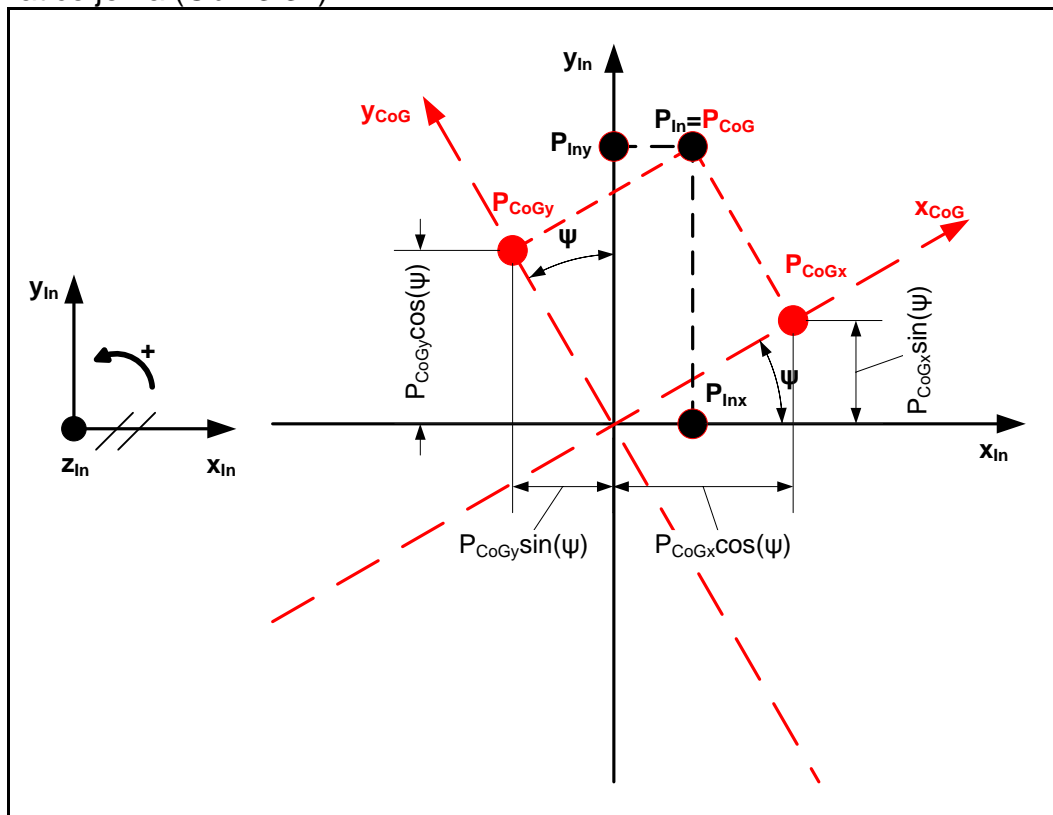
$$m_{CoG} \cdot \ddot{y}_{Un} = F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR} + F_{yWind} + F_{yHigh} \quad (3.93)$$

Rozbor sil působících v ose  $z_{Un}$  vertikální pohyb podvozku vozidla:

$$m_{CoG} \cdot \ddot{z}_{Un} = F_{zFL} + F_{zFR} + F_{zRL} + F_{zRR} + F_{zWind} + F_{zHigh} \quad (3.94)$$

**Transformace mezi souřadnými systémy**

Protože však mají odvozené rovnice translačního pohybu vliv na okolí vozidla (kontaktní síly), je vhodné rovnice převést do inerciálního (pevného) souřadného systému vozidla. Převod provedeme pomocí transformační matice  $T_{RotX,Y,Z}$ . Odvození této matice je na (Obr. 3.34).



Obr. 3.34) Rotace souřadného systému CoG vzhledem k pevnému souřadnému systému In okolo svislé osy z [Kiencke & Nielsen 2005].

Pro bod  $P_{In}$  potom v jednotlivých osách souřadného systému CoG platí:

$$\begin{bmatrix} P_{Inx} \\ P_{Iny} \\ P_{Inz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{CoGx} \cdot \cos(\psi) & -P_{CoGy} \cdot \sin(\psi) & 0 \\ P_{CoGx} \cdot \sin(\psi) & P_{CoGy} \cdot \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & P_{CoGz} \cdot \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (3.95)$$

Zobecníme-li rovnice, dostaneme transformační matici  $T_{RotZ}$  okolo svislé osy  $z$ :

$$T_{RotZ} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (3.96)$$

Transformační matice  $T_{RotY}$  okolo osy příčné osy  $y$  klopení vozidla, je rovna:

$$T_{RotY} = \begin{bmatrix} \cos(\chi) & 0 & \sin(\chi) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\chi) & 0 & \cos(\chi) \end{bmatrix} \quad (3.97)$$

Transformační matice  $T_{RotX}$  okolo osy podélné osy  $x$  klonění vozidla, je rovna:

$$T_{RotX} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) \\ 0 & \sin(\varphi) & \cos(\varphi) \end{bmatrix} \quad (3.98)$$

Pro zpětnou transformaci musíme matici invertovat  $T_{RotZ}^{-1}, T_{RotY}^{-1}, T_{RotX}^{-1}$ , nebo uvažovat záporné úhly  $-\psi, -\chi, -\varphi$ :

$$T_{RotZ}^{-1} = T_{RotZ}^T = T_{RotZ}(-\psi) \quad (3.99)$$

$$T_{RotY}^{-1} = T_{RotY}^T = T_{RotY}(-\chi) \quad (3.100)$$

$$T_{RotX}^{-1} = T_{RotX}^T = T_{RotX}(-\varphi) \quad (3.101)$$

Chceme-li transformovat několik os najednou, znamená to správné pořadí násobení jednotlivých transformačních matic. V literatuře [Kiencke & Nielsen 2005], se uvádí pořadí  $\psi - \chi - \varphi$  stáčení – klopení – klonění.

V případě transformace rovnic (3.92-3.94) ze souřadného systému  $Un$  (podvozku vozidla) do inerciálního souřadného systému  $In$ , bude transformační rovnice rovna:

$$T_{UnIn} = T_{RotZYX / \psi=\psi, \chi=-\chi_{Road}, \varphi=-\varphi_{Road}} \quad (3.102)$$

Zanedbáme-li vliv klopení a klonění vozidla  $\chi = 0$ ,  $\varphi = 0$ , a také nerovnosti vozovky či její stoupání, je transformační rovnice rovna:

$$T_{UnIn} = T_{RotZ / \psi=\psi} \quad (3.103)$$

Výsledné rovnice translačního pohybu vozidla v inerciální soustavě jsou rovny:

$$m_{CoG} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \\ \ddot{z}_{In} \end{bmatrix} = T_{UnIn} \cdot \begin{bmatrix} F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind} + F_{xHigh} + F_{Rolling} \\ F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR} + F_{yWind} + F_{yHigh} \\ F_{zFL} + F_{zFR} + F_{zRL} + F_{zRR} + F_{zWind} + F_{zHigh} \end{bmatrix} \quad (3.104)$$

$$m_{CoG} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \\ \ddot{z}_{In} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & \cos(\psi) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind} + F_{xHigh} + F_{Rolling} \\ F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR} + F_{yWind} + F_{yHigh} \\ F_{zFL} + F_{zFR} + F_{zRL} + F_{zRR} + F_{zWind} + F_{zHigh} \end{bmatrix}$$

Po roznásobení pohybových rovnic s transformační maticí dostaneme pohybové rovnice ve třech  $x_{In}, y_{In}, z_{In}$  osách inerciálního souřadného systému vozidla.

Rozbor sil působících v ose  $x_{In}$  podélný pohyb podvozku vozidla:

$$\begin{aligned} m_{CoG} \cdot \ddot{x}_{In} = & F_{xFL} \cdot \cos(\psi) + F_{xFR} \cdot \cos(\psi) + F_{xRL} \cdot \cos(\psi) + F_{xRR} \cdot \cos(\psi) - F_{yFL} \cdot \sin(\psi) - \\ & - F_{yFR} \cdot \sin(\psi) - F_{yRL} \cdot \sin(\psi) - F_{yRR} \cdot \sin(\psi) + F_{xWind} \cdot \cos(\psi) + F_{xHigh} \cdot \cos(\psi) + F_{Rolling} \cdot \cos(\psi) - \\ & - F_{yWind} \cdot \sin(\psi) - F_{yHigh} \cdot \sin(\psi) \end{aligned} \quad (3.105)$$

Rozbor sil působících v ose  $y_{In}$  příčný pohyb podvozku vozidla:

$$m_{CoG} \cdot \ddot{y}_{In} = F_{xFL} \cdot \sin(\psi) + F_{xFR} \cdot \sin(\psi) + F_{xRL} \cdot \sin(\psi) + F_{xRR} \cdot \sin(\psi) + F_{yFL} \cdot \cos(\psi) + \\ + F_{yFR} \cdot \cos(\psi) + F_{yRL} \cdot \cos(\psi) + F_{yRR} \cdot \cos(\psi) + F_{xWind} \cdot \sin(\psi) + F_{xHigh} \cdot \sin(\psi) + F_{Rolling} \cdot \sin(\psi) + \\ + F_{yWind} \cdot \cos(\psi) + F_{yHigh} \cdot \cos(\psi) \quad (3.106)$$

Rozbor sil působících v ose  $z_{In}$  vertikální pohyb podvozku vozidla:

$$m_{CoG} \cdot \ddot{z}_{In} = F_{zFL} + F_{zFR} + F_{zRL} + F_{zRR} + F_{zWind} + F_{zHigh} \quad (3.107)$$

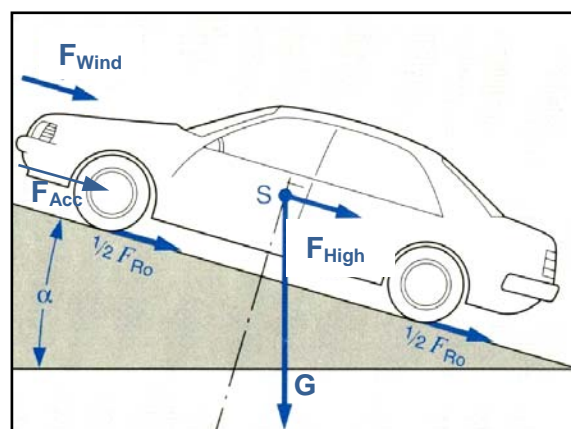
### Jízdní odpory

Důležitou roli při zrychlování, nebo brzdění vozidla, hrají jízdní odpory působící na vozidlo. Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Celkový jízdní odpor  $F_W$  je součtem následujících sil:

- Jízdní odpor valení -  $F_{Rolling}$ ,
- Jízdní odpor vzduchu -  $F_{Wind}$ ,
- Jízdní odpor stoupání -  $F_{High}$ ,
- Jízdní odpor zrychlení -  $F_{Acc}$ .

Celkový jízdní odpor vozidla je určen součtem všech jízdních odporů vozidla a je roven hnací síle vozidla.

$$F_O = F_{Rolling} + F_{Wind} + F_{High} + F_{Acc} \quad (3.108)$$



Obr. 3.35) Odpor sil působících proti vozidlu. [ROBERT BOSCH 2001].

K překonání celkového jízdního odporu je roto nutno vynaložit odpovídající hnací sílu, která je rovna:

$$F_x \geq F_O = F_{Rolling} + F_{Wind} + F_{High} + F_{Acc} \quad (3.109)$$

Hnací síla  $F_x$  je tím větší, čím větší je hnací moment motoru  $M_d$ , celkový převodový poměr  $i_c$  a čím menší jsou ztráty při přenosu síly od motoru na hnací kola. Potom je část hnací síly  $F_x$  vynaložená na překonání jízdních odporů a přebytek síly vozidlo urychluje. Je-li celkový jízdní odpor větší než hnací síla  $F_O > F_x$  pak je vozidlo zpomalováno.

**Odpor valení kola**  $F_{Rolling}$  je síla, která vzniká deformací pneumatiky k vozovce. Jedná se o radiální reakci vozovky, která je díky deformaci pneumatiky „předsunuta“ před svislou osu kola o hodnotu  $e$ . Reakce vozovky je stejně velká jako svislé zatížení (normálová síla) kola  $F_z$ . Tímto vzniká moment  $M_{Rolling} = F_z \cdot e$ , který působí proti smyslu otáčení kola. Tento moment vyvolá podélnou reakci na kole  $F_{Rolling}$ , působící na rameni  $r_d$  (dynamický poloměr kola), kterou nazýváme valivým odporem kola:

$$M_{Rolling} = F_z \cdot e = F_{Rolling} \cdot r_d \Rightarrow F_{Rolling} = F_z \cdot \frac{e}{r_d} = F_z \cdot f_R \quad (3.110)$$

kde  $f_R = \frac{e}{r_d}$ , je součinitel valivého odporu kola, jenž má hodnotu pro povrch na asfaltu rovnu  $f_R = 0.01 - 0.02$ .

**Odpor vzduchu**  $F_{Wind}$  je síla vznikající při jízdě vozidla, kdy působí tzv. vzdušné síly, které jsou dány výslednicí normálových tlaků vzduchu na karoserii a třecích sil působících v tečném směru proudění vzduchu kolem karoserie. Celkový vzdušný odpor se určuje z aerodynamického vztahu:

$$F_{Wind} = c_x \cdot \frac{\rho_w}{2} \cdot S_x \cdot v_w^2 \quad (3.111)$$

kde  $c_x$  je součinitel vzdušného odporu, který je pro běžné osobní automobily roven hodnotě  $c_x = 0.3 - 0.4[-]$ .  $\rho_w$  je měrná hmotnost vzduchu, jenž je pro atmosférický tlak  $p_{atm} = 101300[Pa]$  a teplotu  $t = 15^\circ C$  rovna  $\rho = 1.25[kg/m^3]$ .  $S_x$  je čelní plocha vozidla, která se pro osobní automobily udává v rozmezí  $S_x = 1.6 - 2.0[m^2]$ .  $v_w$  je výsledná náporová rychlost, jenž se skládá z vektoru záporné rychlosti vozidla a rychlosti větru je odvozena pomocí Pythagorovy věty  $v_w = \sqrt{v_{CoG}^2 + v_{w0}^2}$ . Rozložení jednotlivých složek sil odporu vzduchu v souřadnicích  $x_{In}, y_{In}, z_{In}$  [Kiencke & Nielsen 2005]:

$$\begin{bmatrix} F_{xWind} \\ F_{yWind} \\ F_{zWind} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c_x \cdot S_x \cdot \frac{\rho_w}{2} \cdot (v_{xCoG} - v_{xW} \cdot \cos(\psi) - v_{yW} \cdot \sin(\psi))^2 \\ -c_y \cdot S_y \cdot \frac{\rho_w}{2} \cdot (v_{yCoG} - v_{xW} \cdot \sin(\psi) + v_{yW} \cdot \cos(\psi))^2 \cdot \text{sign}(+v_{xW} \cdot \sin(\psi) - v_{yW} \cdot \cos(\psi)) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.112)$$

**Odpor stoupání**  $F_{High}$  je složka tíhové (normálové) síly  $G = m_{CoG} \cdot g$ , která působí v těžišti vozidla a je kolmá k povrchu vozovky. Síla je ovlivněna stoupáním vozidla  $\chi_{Road}$  nebo klopením vozidla  $\varphi_{Road}$  vůči inerciální souřadné soustavě. Pozitivní hodnota úhlu  $\chi_{Road}$  odpovídá stoupání vozidla (silnice), negativní hodnota naopak klesání vozidla. Pozitivní hodnota úhlu  $\varphi_{Road}$  odpovídá naklonění vozidla doprava ve směru jízdy, negativní naopak doleva. Jednotlivé složky tíhového zatížení na vozidlo [Kiencke & Nielsen 2005]:

$$\begin{bmatrix} F_{xHigh} \\ F_{yHigh} \\ F_{zHigh} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\chi_{Road}) & \sin(\chi_{Road}) \cdot \sin(\varphi_{Road}) & \sin(\chi_{Road}) \cdot \cos(\varphi_{Road}) \\ 0 & \cos(\varphi_{Road}) & -\sin(\varphi_{Road}) \\ -\sin(\chi_{Road}) & \cos(\chi_{Road}) \cdot \sin(\varphi_{Road}) & \cos(\chi_{Road}) \cdot \cos(\varphi_{Road}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{CoG} \cdot g \end{bmatrix} \quad (3.113)$$

$$\begin{bmatrix} F_{xHigh} \\ F_{yHigh} \\ F_{zHigh} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{CoG} \cdot g \cdot \sin(\chi_{Road}) \cdot \cos(\varphi_{Road}) \\ -m_{CoG} \cdot g \cdot \sin(\varphi_{Road}) \\ m_{CoG} \cdot g \cdot \cos(\chi_{Road}) \cdot \cos(\varphi_{Road}) \end{bmatrix}$$



**Odpor zrychlení**  $F_{Acc}$  je odpor, který působí na vozidlo při jeho zrychlování. Jedná se o síly setrvačné, které působí proti urychlování vozidla:

$$F_{Acc} = m_{CoG} \cdot \ddot{x}_{CoG} + \sum \frac{J \cdot \ddot{x}_{CoG}}{r_{di} \cdot r_{Ri}} = \left[ 1 + \sum \frac{J}{r_{di} \cdot r_{Ri} \cdot m_{CoG}} \right] \cdot m_{CoG} \cdot \ddot{x}_{CoG} = \vartheta \cdot m_{CoG} \cdot \ddot{x}_{CoG} \quad (3.114)$$

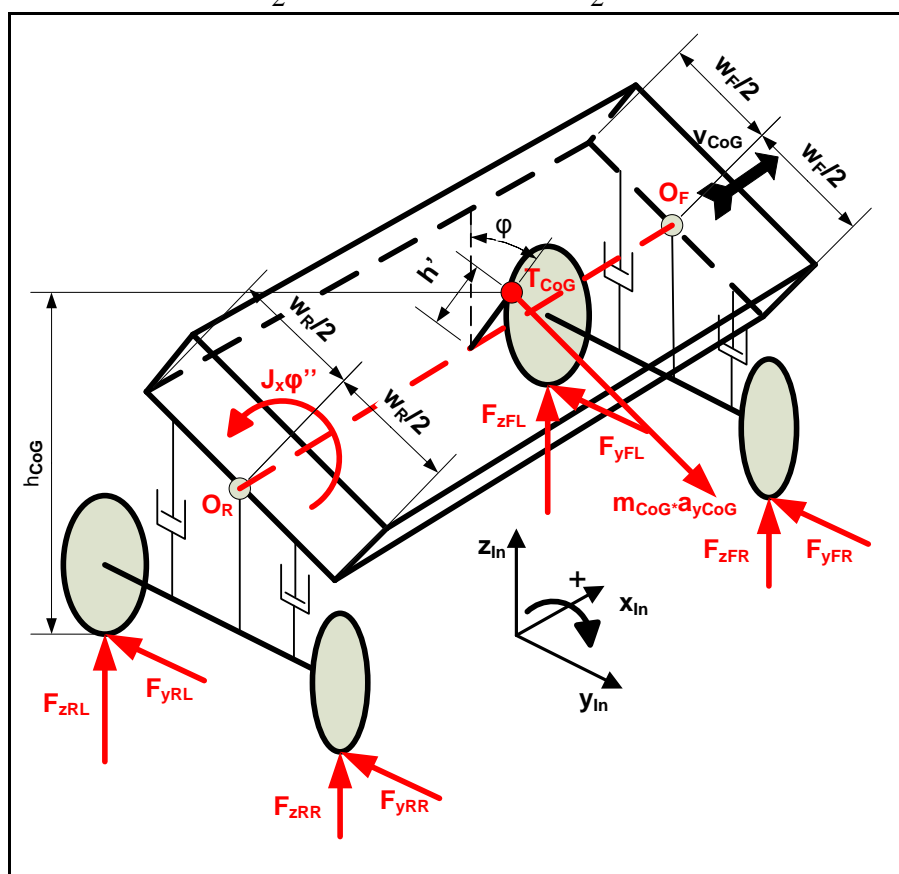
Celkový odpor zrychlení je součtem odporu zrychlení posuvné části vozu a odporu zrychlení otáčejících se částí vozidla, jako motor, převodovka a kola. Druhou část rovnice můžeme nahradit konstantou  $\vartheta$ . Tato vyjadřuje závislost součinitele rotačních částí vozidla na právě zařazeném celkovém převodovém stupni vozidla.

### Rotační pohyb vozidla

Proměnné rotačního pohybu vozidla můžeme počítat přímo v souřadném systému podvozku vozidla. Osy klopení a klonění vozidla jsou brány k povrchu vozovky.

Momentová rovnováha (Obr. 3.33) kolem vertikální osy vozidla  $z_{CoG}$  (**stáčení vozidla**):

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = -F_{xFL} \cdot \left( \frac{w_F}{2} - n_{FL} \cdot \sin(\delta_{wFL}) \right) + F_{yFL} \cdot (l_F - n_{FL} \cdot \cos(\delta_{wFL})) + F_{xFR} \cdot \left( \frac{w_F}{2} + n_{FR} \cdot \sin(\delta_{wFR}) \right) + \\ + F_{yFR} \cdot (l_F - n_{FR} \cdot \cos(\delta_{wFR})) - F_{xRL} \cdot \frac{w_R}{2} - F_{yRL} \cdot (l_R + n_{RL}) + F_{xRR} \cdot \frac{w_R}{2} - F_{yRR} \cdot (l_R + n_{RR}) \quad (3.115)$$

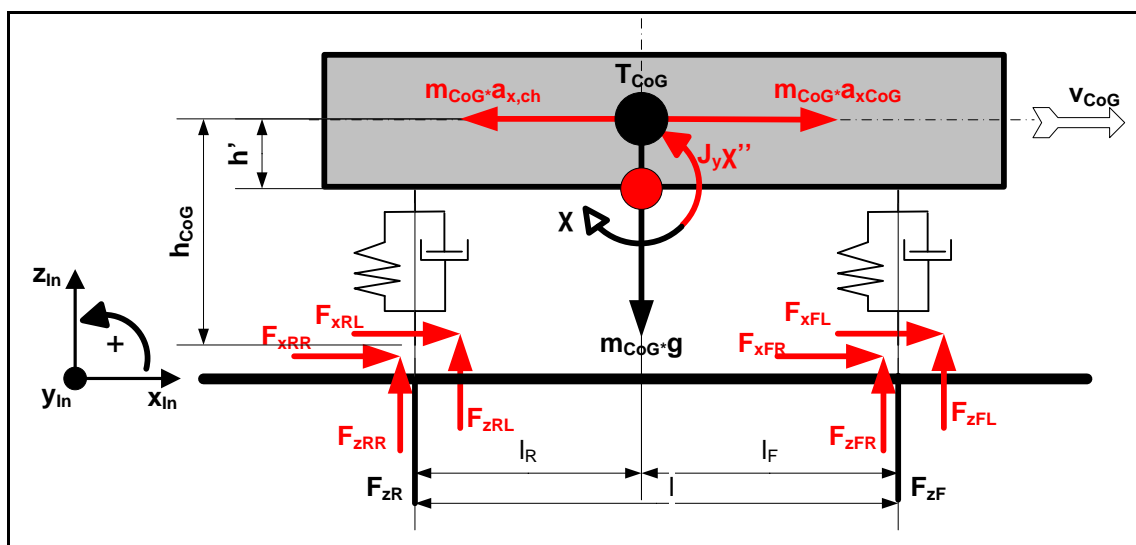


Obr. 3.36) Rozbor sil a momentů při klopení vozidla.

V následujících rovnicích pro klopení a klonění vozidla jsou vertikální síly  $F_{zC}$  (vliv odpružení karoserie) uvažovány jako vertikální síly  $F_{zij}$ , dynamika odpružení vozidla je zanedbána.

Momentová rovnováha (Obr. 3.36) kolem podélné osy vozidla  $x_{CoG}$  (**klopení vozidla**):

$$J_x \cdot \ddot{\phi} = F_{zFL} \cdot \frac{W_F}{2} - F_{zFR} \cdot \frac{W_F}{2} + F_{zRL} \cdot \frac{W_R}{2} - F_{zRR} \cdot \frac{W_R}{2} + (F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR}) \cdot (h_{CoG} - h') + m_{CoG} \cdot a_{yCoG} \cdot h' \quad (3.116)$$



Obr. 3.37) Rozbor sil a momentů při zatížení náprav kloněním karoserie.

Během akcelerace vozidla nebo během jeho brzdění dochází ke klonění karoserie (odpružené části vozidla) kolem jeho příčné osy  $y_{CoG}$ . Důsledkem toho pohybu je změna vertikálního zatížení náprav.

Momentová rovnováha (Obr. 3.37) kolem příčné osy vozidla  $y_{CoG}$  (**klonění vozidla**):

$$J_y \cdot \ddot{\chi} = -m_{CoG} \cdot a_{xCoG} \cdot h' + F_{zFL} \cdot l_F + F_{zFR} \cdot l_F - F_{zRL} \cdot l_R - F_{zRR} \cdot l_R + F_{xFL} \cdot (h_{CoG} - h') + F_{xFR} \cdot (h_{CoG} - h') + F_{xRL} \cdot (h_{CoG} - h') + F_{xRR} \cdot (h_{CoG} - h') \quad (3.117)$$

### Výpočet vertikálních sil jednotlivých kol

Při naklápění vozidla, kolem podélné a příčné osy se mění svislé zatížení kol. Vertikální zatížení jednotlivých kol  $F_{zij}$  ovlivňuje jízdní chování vozidla a má vliv na jejich samořízení. Hodnoty radiálního zatížení kol jsou nutné pro výpočet bočních  $F_{yij}$  a obvodových  $F_{xij}$  sil jednotlivých kol.

Během zrychlování či zpomalování vozidla, dochází současně k naklápění či klonění karoserie a jejímu zrychlování ve směrech  $a_{x,ch}$ ,  $a_{y,ch}$ . Tyto zrychlení jsou reprezentovány setrvačnými silami karoserie vozidla. Mají vždy opačný směr než vektory zrychlení vozidla  $a_x = -a_{x,ch}$ . Reakce svislého zatížení na kolech  $F_{zij}$ , během působení zrychlení karoserie vozidla  $a_{x,ch}$ ,  $a_{y,ch}$  a podmínce zanedbání účinků dynamiky odpružení vozidla, jsou rovny vertikálním silám  $F_{zij}$  působícím v bodě dotyku pneumatiky s vozovkou.

Odvození vertikálních sil, během působení podélné akcelerace vozidla z (Obr. 3.37).

Momentová rovnováha vztažená k zadní ose nápravy během podélné akcelerace vozidla:

$$F_{zF} \cdot l = m_{CoG} \cdot g \cdot l_R - m_{CoG} \cdot a_{x,ch} \cdot h_{CoG} \quad (3.118)$$

Vertikální síla působící přední nápravě:

$$F_{zF} = m_{CoG} \cdot \left( \frac{l_R}{l} \cdot g - \frac{h_{CoG}}{l} \cdot a_{x,ch} \right) \quad (3.119)$$

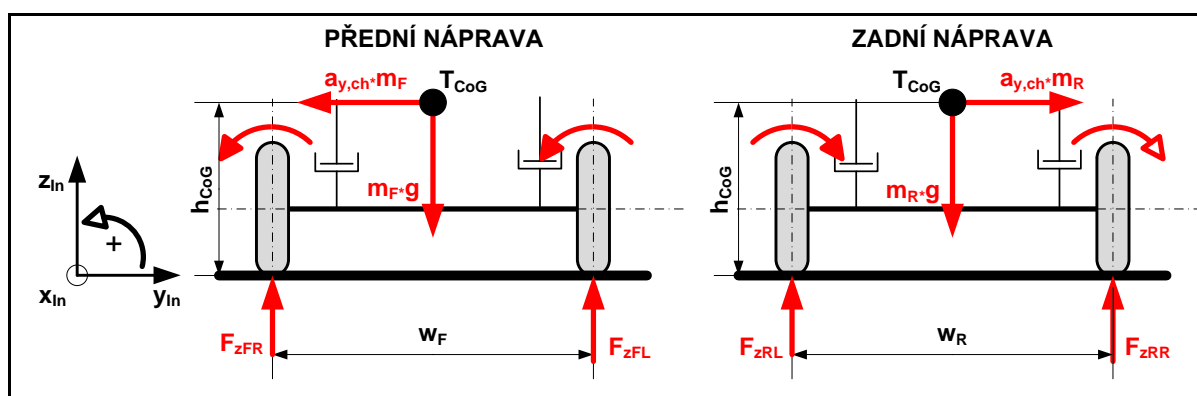
Momentová rovnováha vztažená k přední ose nápravy během podélné akcelerace vozidla:

$$F_{zR} \cdot l = m_{CoG} \cdot g \cdot l_F + m_{CoG} \cdot a_{x,ch} \cdot h_{CoG} \quad (3.120)$$

Vertikální síla působící zadní nápravě:

$$F_{zR} = m_{CoG} \cdot \left( \frac{l_F}{l} \cdot g + \frac{h_{CoG}}{l} \cdot a_{x,ch} \right) \quad (3.121)$$

Vliv působení bočního zrychlení karoserie vozidla na vertikální síly je rozebrán na (Obr. 3.38).



Obr. 3.38) Rozbor vertikálního zatížení kol během příčné akcelerace vozidla.

Odvození vertikální síly na kole  $F_{zFL}$ :

$$F_{zFL} \cdot w_F - m_F \cdot g \cdot \frac{w_F}{2} + m_F \cdot a_{y,ch} \cdot h_{CoG} = 0 \quad (3.122)$$

$$F_{zFL} = \frac{1}{2} \cdot m_F \cdot g - m_F \cdot a_{y,ch} \cdot \frac{h_{CoG}}{w_F}$$

Kde  $m_F = F_{zF} / g$ , potom:

$$F_{zFL} = m_{CoG} \cdot \left( \frac{l_R}{l} \cdot g - \frac{h_{CoG}}{l} \cdot a_{x,ch} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{h_{CoG}}{w_F \cdot g} \cdot a_{y,ch} \right) \quad (3.123)$$

Odvození vertikální síly na kole  $F_{zFR}$ :

$$-F_{zFR} \cdot w_F + m_F \cdot g \cdot \frac{w_F}{2} + m_F \cdot a_{y,ch} \cdot h_{CoG} = 0 \quad (3.124)$$

$$F_{zFR} = \frac{1}{2} \cdot m_F \cdot g + m_F \cdot a_{y,ch} \cdot \frac{h_{CoG}}{w_F}$$

Kde  $m_F = F_{zF} / g$ , potom:

$$F_{zFR} = m_{CoG} \cdot \left( \frac{l_R}{l} \cdot g - \frac{h_{CoG}}{l} \cdot a_{x,ch} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{h_{CoG}}{w_F \cdot g} \cdot a_{y,ch} \right) \quad (3.125)$$

Odvození vertikální síly na kole  $F_{zRL}$ :

$$F_{zRL} \cdot w_R - m_R \cdot g \cdot \frac{w_R}{2} + m_R \cdot a_{y,ch} \cdot h_{CoG} = 0 \quad (3.126)$$

$$F_{zRL} = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot g - m_R \cdot a_{y,ch} \cdot \frac{h_{CoG}}{w_R}$$

Kde  $m_R = F_{zR} / g$ , potom:

$$F_{zRL} = m_{CoG} \cdot \left( \frac{l_F}{l} \cdot g + \frac{h_{CoG}}{l} \cdot a_{x,ch} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{h_{CoG}}{w_R \cdot g} \cdot a_{y,ch} \right) \quad (3.127)$$

Odvození vertikální síly na kole  $F_{zRR}$ :

$$-F_{zRR} \cdot w_R + m_R \cdot g \cdot \frac{w_R}{2} + m_R \cdot a_{y,ch} \cdot h_{CoG} = 0 \quad (3.128)$$

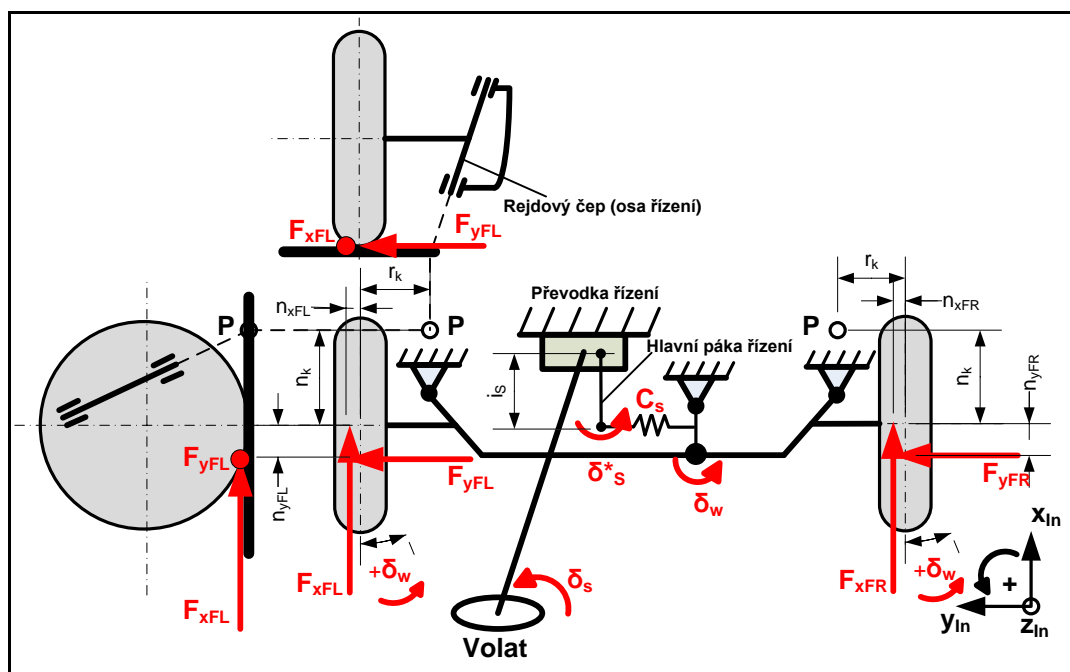
$$F_{zRR} = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot g + m_R \cdot a_{y,ch} \cdot \frac{h_{CoG}}{w_R}$$

Kde  $m_R = F_{zR} / g$ , potom:

$$F_{zRR} = m_{CoG} \cdot \left( \frac{l_F}{l} \cdot g + \frac{h_{CoG}}{l} \cdot a_{x,ch} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{h_{CoG}}{w_R \cdot g} \cdot a_{y,ch} \right) \quad (3.129)$$

### Úhel natočení kol

Pro výpočet úhlu natočení kol vychází matematický model vozidla z (Obr. 3.39).



Obr. 3.39 Zjednodušené schéma rozboru řídicího ústrojí vozidla. [VLK 2001].

Z hlediska matematického modelu vozidla je důležitý úhel natočení kol  $\delta_w$ , ale vozidlo je ovládáno řidičem pomocí natočení volantu  $\delta_s$ . Proto musíme vyjádřit závislost mezi těmito úhly. Pro natočení jednotlivých kol, budeme uvažovat stejná úhlová natočení. Zjednodušené schéma řídicího ústrojí vozidla (Obr. 3.39) se skládá z volantu, hřídele volantu, převodky řízení, páky řízení, rejdivých čepů a kol.

Rameno rejdu kola  $r_k$  je vzdálenost podélné roviny kola k průsečíku  $P$  osy rejdivého čepu (osy řízení) v nárysu. Konstrukční závlek kola  $n_k$  je vzdálenost průsečíku  $P$  ke svislé ose kola v bokorysu. Rameno boční vodící síly  $n_y$  se nazývá závlek pneumatiky. Působením boční vodící síly  $F_y$  dochází k vybočení podélné osy pneumatiky o hodnotu  $n_x$ . V důsledku různé tuhosti řízení je zaveden koeficient tuhosti řízení  $C_s$ . Převod převodky řízení je dán hodnotou  $i_s$ . Výsledné natočení volantu přes převodku řízení je dán vztažným úhlem natočení volantu:

$$\delta_s^* = \delta_s / i_s \quad (3.130)$$

Moment na hlavní páce řízení  $M_s^*$ , který natáčí kola je moment, který vzniká otáčením volantu přes převodku řízení:

$$M_s^* = i_s \cdot M_s \quad (3.131)$$

Velikost tohoto momentu je možné vyjádřit v závislosti na úhlech  $\delta_s^*, \delta_w$  a tuhosti řízení  $C_s$  [Vlk 2001]. Platí-li lineární závislost mezi momentem na hlavní páce řízení  $M_s^*$  a rozdílem úhlů  $\delta_s^* - \delta_w$ , který vzniká krutem tyče řízení s tuhostí  $C_s$ , pak je moment řízení roven:

$$M_s^* = C_s \cdot (\delta_s^* - \delta_w) \quad (3.132)$$

Pro vyjádření úhlu  $\delta_w$  na kole je zapotřebí určit moment vodorovných sil přenášených pneumatikami přední nápravy vzhledem k čepům řízení:

$$M_s^* = -F_{yFL}(n_k + n_{yFL}) - F_{yFR}(n_k + n_{yFR}) - F_{xFL}(r_k + n_{xFL}) + F_{xFR}(r_k - n_{xFR}) \quad (3.133)$$

Vliv obvodových sil na natočení předních kol je pouze v rozdílu ramen  $(r_k + n_{xFL}), (r_k - n_{xFR})$ . Zanedbáme-li vliv obvodových sil a budeme-li uvažovat stejný závlek pneumatik  $n_{yFR} = n_{yFL} = n_y$ , pak je moment vodorovných sil roven:

$$M_s^* = -(F_{yFL} + F_{yFR}) \cdot (n_k + n_y) \quad (3.134)$$

Úhel natočení předních kol  $\delta_w$  potom vyjádříme z rovnic (3.132 a 3.134):

$$\delta_w = \frac{\delta_s}{i_s} + \frac{M_s}{C_s} = \frac{\delta_s}{i_s} - \frac{(F_{yFL} + F_{yFR}) \cdot (n_k + n_y)}{C_s} \quad (3.135)$$

### Redukovaný nelineární model dvoustopého vozidla

Redukovaný nelineární model vozidla, obsahuje pouze proměnné, které jsou podstatné pro řízení dynamiky vozidla a ABS. Mezi tyto veličiny patří translační rychlost vozidla v podélném a příčném směru  $v_{xCoG}, v_{yCoG}$ , rychlost stáčení vozidla  $\dot{\psi}$  kolem osy  $z_{CoG}$  a také úhel bočního skluzu během stáčení vozidla  $\beta$ .

Z rovnice translačního pohybu vozidla proto použijeme souřadné systémy  $x_{CoG}, y_{CoG}$  a souřadný systém  $z_{CoG}$  zanedbáme. Sílové složky  $F_{xij}$  a  $F_{yij}$  pak budou identické v souřadných systémech CoG a Un.

Z rovnic (3.83 a 3.84) použijeme translační rychlosti vozidla vztažené k inerciální souřadné soustavě a provedeme jejich derivaci na zrychlení, rovnice (3.85 a 3.86).

Nyní provedeme transformaci rovnic (3.85 a 3.86) z inerciálního souřadného systému do roviny CoG pomocí transformační matice:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{CoG} \\ \ddot{y}_{CoG} \end{bmatrix} = T_{RotZ}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \end{bmatrix} \quad (3.136)$$

Po transformaci budou translační zrychlení vozidla  $x_{CoG}, y_{CoG}$  rovny:

$$\ddot{x}_{CoG} = -v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \sin(\beta) + \dot{v}_{CoG} \cdot \cos(\beta) \quad (3.137)$$

$$\ddot{y}_{CoG} = v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \cos(\beta) + \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta) \quad (3.138)$$

Pohybové rovnice (3.137 a 3.138) jsou rovny rovnicím (3.92 a 3.93):

$$\ddot{x}_{CoG} = -v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \sin(\beta) + \dot{v}_{CoG} \cdot \cos(\beta) = \frac{1}{m_{CoG}} \cdot [F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind}]$$

$$\ddot{y}_{CoG} = v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \cos(\beta) + \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta) = \frac{1}{m_{CoG}} \cdot [F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR}]$$

Nyní z rovnic (3.137 a 3.138) a (3.92 a 3.93) vyjádříme zrychlení vozidla v podélném směru a úhel bočního skluzu vozidla během jeho stáčení:

$$\dot{v}_{CoG} = \frac{1}{m_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \cdot [F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind}] + v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \tan(\beta) \quad (3.139)$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_{CoG} \cdot v_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \cdot [F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR} - m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta)] - \dot{\psi} \quad (3.140)$$

Vzájemným dosazením do rovnic (3.139 a 3.140), získáme jejich nezávislost. Nejprve dosadíme do rovnice (3.139):

$$\dot{v}_{CoG} = \frac{1}{m_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \cdot [F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind}] + v_{CoG} \cdot \left( \frac{1}{m_{CoG} \cdot v_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \cdot [F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR} - m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta)] - \dot{\psi} + \dot{\psi} \right) \cdot \tan(\beta)$$

Po úpravě dostaneme výslednou diferenciální rovnici pro výpočet translační rychlosti v podélném směru vozidla  $v_{xCoG}$ :

$$\dot{v}_{CoG} = \frac{\cos(\beta)}{m_{CoG}} \cdot [F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind}] + \frac{\sin(\beta)}{m_{CoG}} \cdot [F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR}] \quad (3.141)$$

Nyní dosadíme do rovnice (3.140) a vyjádříme úhel  $\dot{\beta}$ :

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_{CoG} \cdot v_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \cdot \left[ \frac{F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR} - m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta)}{\frac{1}{m_{CoG} \cdot \cos(\beta)} \cdot [F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind}] + v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \tan(\beta)} \right] \cdot \sin(\beta) - \dot{\psi}$$

Po úpravě dostaneme výslednou diferenciální rovnici pro výpočet úhlu  $\beta$ :

$$\dot{\beta} = \frac{\cos(\beta)}{m_{CoG} \cdot v_{CoG}} \cdot [F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR}] - \frac{\sin(\beta)}{m_{CoG} \cdot v_{CoG}} \cdot [F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} + F_{xWind}] - \dot{\psi} \quad (3.142)$$

Přímý výpočet úhlu bočního skluzu vozidla  $\beta$  závisí na translačních rychlostech vozidla  $v_{xCoG}, v_{yCoG}$  a je roven k inerciální soustavě:

$$\frac{v_{yCoG}}{v_{xCoG}} = \frac{\sin(\beta) \cdot v_{CoG}}{\cos(\beta) \cdot v_{CoG}} \Rightarrow \beta = \arctg\left(\frac{v_{yCoG}}{v_{xCoG}}\right) - \psi \quad (3.143)$$

Rovnice pro výpočet translační rychlosti vozidla v příčném směru  $v_{yCoG}$ :

$$\ddot{y}_{CoG} = v_{CoG} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + \dot{v}_{CoG} \cdot \sin(\beta) \quad (3.144)$$

Rovnice rychlosti stáčení kolem svislé osy vozidla  $\dot{\psi}$ :

$$\dot{\psi} = \frac{1}{J_z} \cdot \left[ -F_{xFL} \cdot \left( \frac{w_F}{2} - n_{FL} \cdot \sin(\delta_{wFL}) \right) + F_{xFR} \cdot \left( \frac{w_F}{2} + n_{FR} \cdot \sin(\delta_{wFR}) \right) + F_{yFL} \cdot (l_F - n_{FL} \cdot \cos(\delta_{wFL})) + \right. \\ \left. + F_{yFR} \cdot (l_F - n_{FR} \cdot \cos(\delta_{wFR})) + (F_{xRR} - F_{xRL}) \cdot \frac{w_R}{2} - F_{yRL} \cdot (l_R + n_{RL}) - F_{yRR} \cdot (l_R + n_{RR}) \right] \quad (3.145)$$

Jednotlivé závleky kol  $n_{FL}, n_{FR}, n_{RL}, n_{RR}$  jsou počítány dle rovnic (3.80 a 3.81).

Nyní dosadíme do rovnic obvodové  $F_{xij}$ , boční  $F_{yij}$  a vertikální  $F_{zij}$  síly, které působí na jednotlivých kolech vozidla. V případě obvodových a bočních sil musíme ještě převést jejich složky ze souřadného systému kola do souřadného systému podvozku vozidla. Pro přední nápravu, kde dochází k natočení kol, bude transformace rovna:

$$F_{xFL} = F_{xFL} \cdot \cos(\delta_{wFL}) - F_{yFL} \cdot \sin(\delta_{wFL}) \quad (3.146)$$

$$F_{yFL} = F_{yFL} \cdot \cos(\delta_{wFL}) + F_{xFL} \cdot \sin(\delta_{wFL}) \quad (3.147)$$

$$F_{xFR} = F_{xFR} \cdot \cos(\delta_{wFR}) - F_{yFR} \cdot \sin(\delta_{wFR}) \quad (3.148)$$

$$F_{yFR} = F_{yFR} \cdot \cos(\delta_{wFR}) + F_{xFR} \cdot \sin(\delta_{wFR}) \quad (3.149)$$

Pro zadní nápravu jsou silové složky shodné, s rovinou podvozku vozidla. Transformace není zapotřebí, roviny jednotlivých kol leží rovnoběžně s rovinou podvozku:

$$F_{xRL} = F_{xRL} \quad (3.150)$$

$$F_{yRL} = F_{yRL} \quad (3.151)$$

$$F_{xRR} = F_{xRR} \quad (3.152)$$

$$F_{yRR} = F_{yRR} \quad (3.153)$$

Úhly natočení předních kol jsou stejné pro levou i pravou stranu  $\delta_{wFL} = \delta_{wFR} = \delta_w$ . Výpočet úhlu natočení kol je počítán podle (3.135). Pro výpočet obvodových  $F_{xij}$  a bočních sil  $F_{yij}$  je v simulačním modelu realizován podle modelu pneumatiky HSRI (3.69-3.72). Pro výpočet vertikálních sil  $F_{zij}$  je použito vzorců (3.123, 3.125, 3.127, 3.129).

## 4 Antiblokovací systém ABS

### 4.1 Úvod do bezpečnostních systémů vozidla

V současnosti se ve vozidle kromě klíčových komponentů hnací soustavy jako je spalovací motor nebo převodovka nacházejí také systémy bezpečnostní, které mají za úkol chránit posádku a účastníky silničního provozu. Vliv na bezpečnost posádky vozu a silničního provozu mají tyto faktory:

- Technický stav vozidla (opotřebení komponent, stav pneumatik, či úroveň výbavy vozu).
- Meteorologické a dopravní podmínky na silnici (sníh, hustý déšť, námraza nebo hustota provozu).
- Schopnosti a kvalifikace řidiče.

Systémy jízdní bezpečnosti integrované ve vozidlech v dnešní době, podle platných norem a technických možností, v podstatné míře zlepšují jízdní bezpečnost automobilu. V (Tab. 4.1) je uveden příklad historického vývoje bezpečnostních systémů, které měli a mají vliv na bezpečnost vozidla. Některé z nich se v průběhu doby staly povinnou výbavou osobních i užitkových automobilů.

Přehled historického vývoje bezpečnostních systémů	
1899	Vnější pásová brzda (s brzdícím účinkem na buben)
1902	Bubnová brzda s vnitřními čelistmi
1919	Hydraulická brzda s posilovačem
1955	Kotoučová brzda
1968	Tříbodový bezpečnostní pás
1978	Antiblokovací systém ABS
1979	Airbag řidiče
1979	Pyrotechnický přitahovač pásů
1987	Protiprokluzová regulace ASR
1989	Automatické vysunutí ochranného rámu při převrácení pro kabriolet
1995	Elektronický program stability ESP
1995	Omezovač síly bezpečnostního pásu
1995	Boční airbag
2001	Adaptivní regulace rychlosti jízdy ACC
2001	Elektrohydraulická brzda SBC

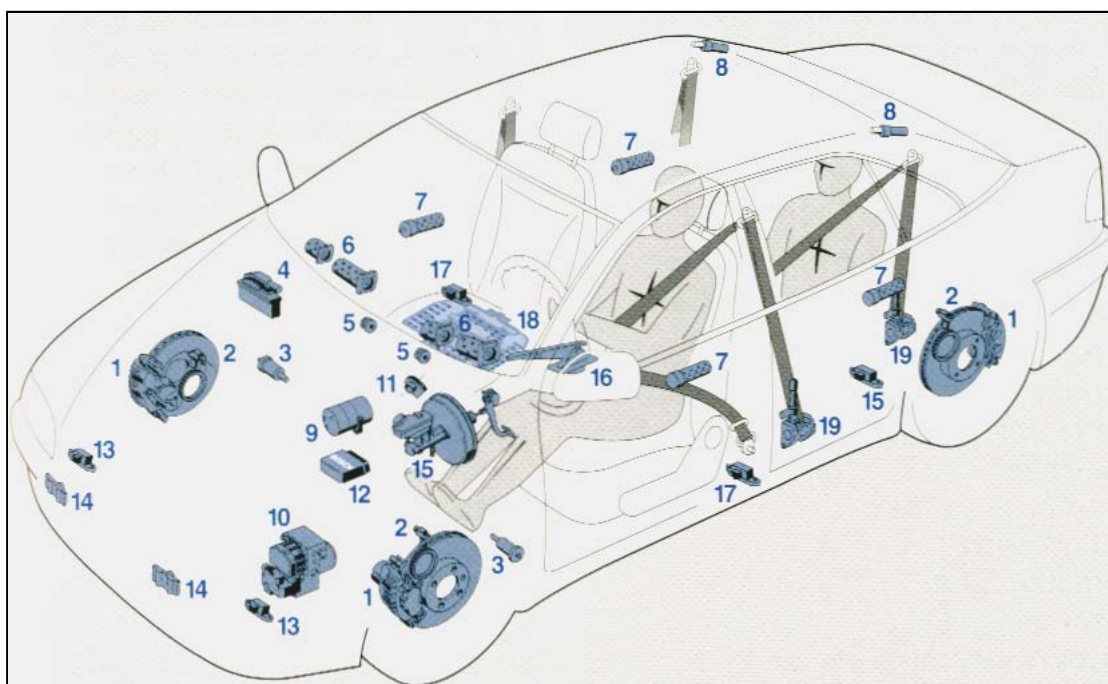
Tab. 4.1) Příklady historického vývoje bezpečnostních systémů. [ROBERT BOSCH 2001].

S postupem času, jako ve všech oblastech motorových vozidel, vstoupila i do bezpečnostních systémů elektronika. Požadavky, které byly mezitím vzneseny na bezpečnostní systémy, mohly být splněny pouze s využitím elektroniky.



Bezpečnostní systémy se tak postupem času, začaly členit do dvou kategorií:

- **Aktivní bezpečnostní systémy** automobilu pomáhají zabránit nehodám. Mají za úkol stabilizovat vozidlo v kritických situacích a udržovat přitom jeho ovladatelnost. Přispívají tak preventivně ke zvýšení bezpečnosti posádky vozu i silničního provozu. Mezi tyto systémy patří ABS, ASR nebo ESP. Patří zde také systémy, jako je ACC. Tento systém automaticky udržuje bezpečný odstup od vozidla jedoucího vpředu, a to přidáváním plynu, nebo aktivním zásahem brzd, což zvyšuje nejen bezpečnost jízdy, ale i komfort.
- **Pasivní bezpečnostní systémy** automobilu slouží k ochraně posádky vozu a před závažným zraněním v případě nehody. Snižují nebezpečí zranění a zmírňují následky nehody. Příkladem prvků pasivní bezpečnosti jsou bezpečnostní pásy a airbagy, jež jsou podle zákonných předpisů standardní výbavou vozu.



Obr. 4.1) Ukázka zástavby bezpečnostních systémů v moderním automobilu. [ROBERT BOSCH 2001].

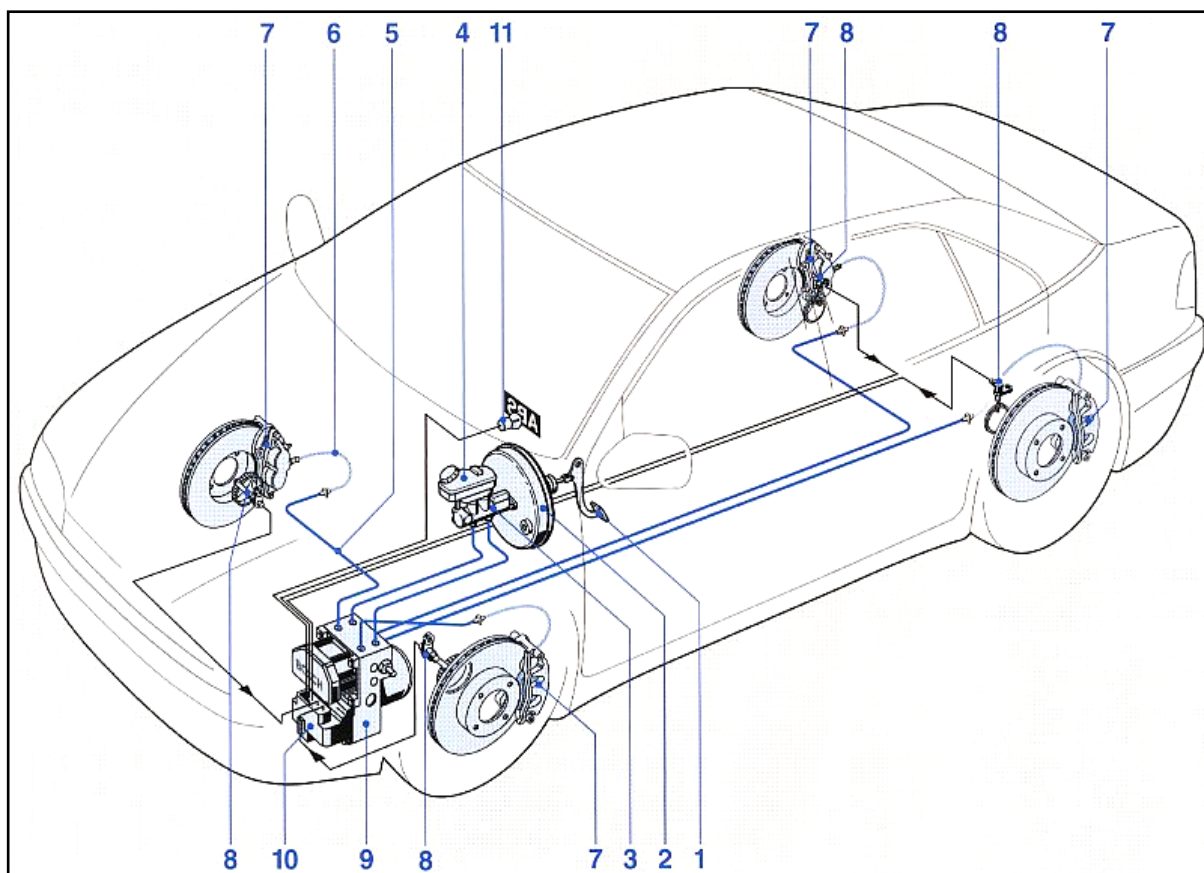
Jestliže dříve - přirozeně kromě osvětlení vozidla či stěračů - tvořila hlavní přínos pro bezpečnost vozidla v podstatě jen brzdová soustava s brzdovým pedálem, brzdovým potrubím a brzdami kol, dnes se stále více, díky vyspělé elektronice hlásí ke slovu další systémy, které do brzdové soustavy zasahují. Díky jejich aktivnímu způsobu zásahu jsou označovány jako aktivní bezpečnostní systémy. Přelom v oblasti bezpečnostních systémů automobilu nastal v roce 1978. Tehdy se poprvé začal do sériově vyráběných osobních automobilů montovat systém ABS (Anti-lock-Braking-System) vyvinutý společností Robert Bosch GmbH. Následovalo zavedení systému ASR (Anti-Skid-Regulation) v roce 1986, jenž brání v protáčení hnacích kol vozidla. Oba systémy, byly v roce 1995 následně zahrnuty do celku ESP (Electronic-Stability-Program) jenž měl ještě navíc kontrolovat boční stabilitu vozidla. V dohledné budoucnosti lze do výroby motorových vozidel očekávat vstup elektrohydraulického ovládání brzd systémem „brake-by-wire“.

## 4.2 Přehled systému ABS

Vývoj v oblasti automobilových brzd vedl k vysoce výkonným a spolehlivým zařízením, umožňujícím rychle reagovat na podmínky provozu i při velmi vysokých rychlostech. Díky tomu je možné při běžných provozních podmínkách rychle a bezpečně snížit rychlost vozidla nebo ho zastavit. Při kritických jízdních poměrech, mezi které patří např.:

- mokrá nebo zledovatělý povrch silnice,
- panické brzdění řidiče,
- nebo nepředvídatelné chování jiných účastníků silničního provozu,

může během brzdění dojít k zablokování kol, jehož následkem se vozidlo stává neovladatelným. Velmi často je zablokování kol doprovázeno smykem vozidla. V těchto situacích může řidiči pomoci tzv. antiblokovací systém – ABS. Včas rozezná počátek blokování jednoho nebo více kol a v okamžiku podrží konstantní tlak v brzdovém systému nebo ho sníží. Vozidlo zůstává řízení schopné, stabilní a je možné optimálně snižovat jeho rychlost.



Obr. 4.2) Konvenční brzdová soustava automobilu osazená systémem ABS. [ROBERT BOSCH 2001].

Brzdový systém ABS je montován jako nástavba ke komponentům konvenční brzdové soustavy. Součásti systému (Obr. 4.2) jsou:

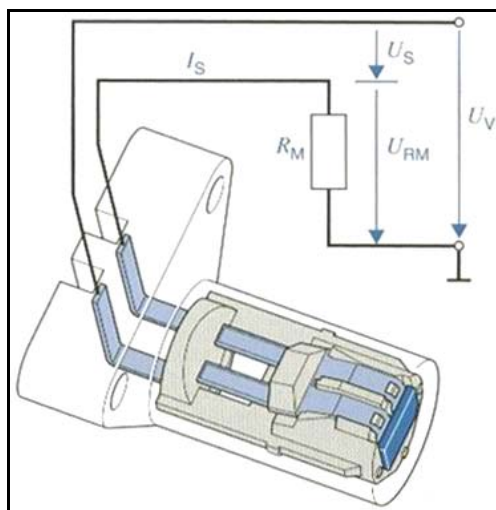
- brzdový pedál (1),
- posilovač brzd (2),
- hlavní brzdový válec (3),
- vyrovnávací nádržka brzdové kapaliny (4),
- brzdové potrubí (5), brzdové hadice (6),
- brzdy kol s brzdovými válečky kol (7),

z hlediska zástavby ABS komponentů jsou to:

- snímače otáček kol ABS (8),
- hydraulická jednotka (9),
- řídicí jednotka ABS (10),
- kontrolka ABS (11), signalizuje stav systému ABS.

#### 4.2.1 Snímače otáček kol

Snímače otáček kol slouží pro získání signálu o otáčení kol. Řídicí jednotka ABS signál zpracuje a vypočítá rychlost, zrychlení a skluz kola. Některé komfortní systémy využívají signál ze snímače otáček kol ke kontrole tlaku v pneumatikách, nebo k výpočtu ujeté vzdálenosti. Podle provedení varianty systému ABS systému mohou být použity dva, tři nebo čtyři snímače otáček kol. Uvažovaný systém používá čtyři snímače otáček kol.



Obr. 4.3) Zapojení aktivního snímače otáček s Halovým elementem RS50 firmy BOSCH. [ROBERT BOSCH 2001].

$I_S$  – proud senzoru 7-14mA,  
 $R_M$  – měřicí odpor 115Ω,  
 $U_{RM}$  – měřicí napětí 0,8-1,4V,  
 $U_V$  – napájecí napětí 4,5-20V,  
 $U_S$  – napětí senzoru.

Aktivní snímač RS50 s Hallovým IO, má dvoudrátové proudové rozhraní. Při provozu je připojen na zdroj napětí  $U_V = 4,5...20[V]$ . Detekuje otáčkový signál feromagnetických ozubených kol, lisovaných plechů či kola s multipóly. Vzduchová mezera 0,8-2,5[mm]. Výstupní signál je modulovaný proudový signál 7-14[mA], jenž je pomocí měřicího rezistoru  $R_M$  uvnitř CPU převeden na napěťový signál  $U_{RM}$ . Signál je konstantní amplituda nezávislá na otáčkách proto je možno otáčky kola snímat již od hodnoty  $n=0$ . Provozní teplota snímače je v rozmezí -40...+150[°C]. Na (Obr. 4.3) je vidět výstupní signál snímače RS50 upravený pomocí Smithova klopného obvodu.



#### 4.2.2 Řídicí jednotka ABS

Řídicí jednotka zpracovává informace snímačů podle stanovených řídicích algoritmů regulace. Výsledkem výpočtů jsou řídicí signály pro hydraulickou jednotku ABS. Konkrétně ventily a čerpadlo zpětné dodávky (Obr. 4.4).



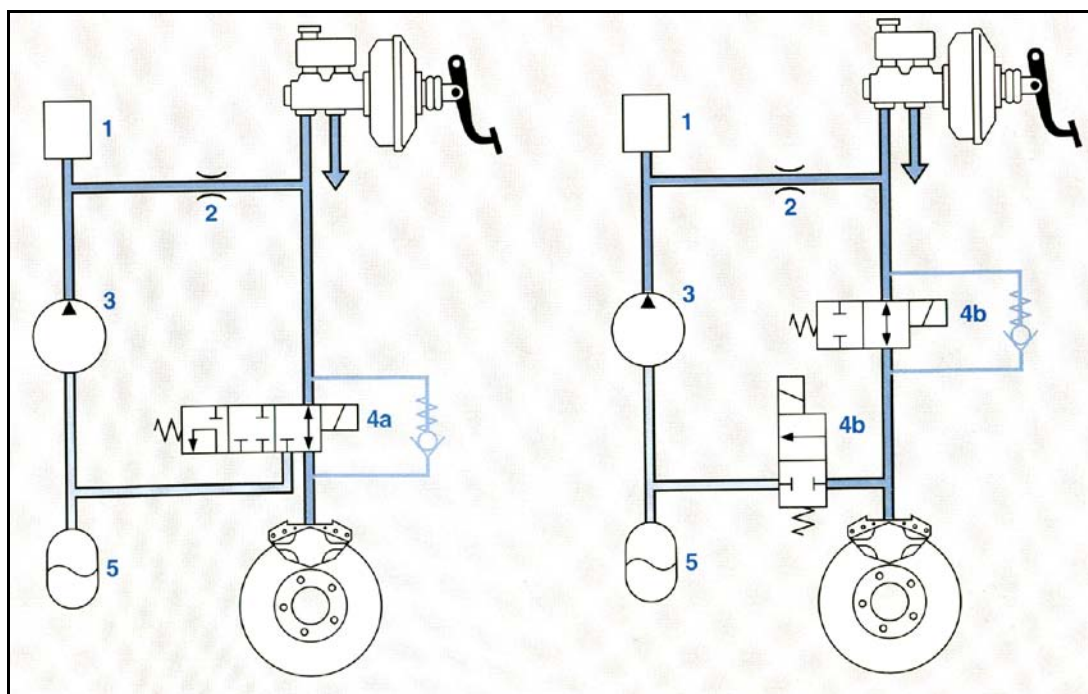
Obr. 4.4) Agregát ABS BOSCH ABS v5.7: 1 – čerpadlo zpětné dodávky, 2 – magnetické ventily s hydraulickou jednotkou ABS, 3 – řídicí jednotka s elektromagnetickými cívkami.

#### 4.2.3 Hydraulická jednotka

Systém ABS BOSCH v5.0 uvažovaný v této práci je nástupcem systému ABS BOSCH v2.0 společnosti ROBERT BOSCH (Obr. 4.5). V hydraulické jednotce jsou integrovány elektromagnetické ventily, které mohou otevírat nebo uzavírat hydraulická vedení mezi hlavním brzdovým válcem a brzdovými válečky kol. Kromě toho mohou vytvořit propojení mezi brzdovými válečky kol a zpětným čerpadlem. Vstupní ventil mezi hlavním brzdovým válcem a brzdovým válečkem kola zajišťuje zvýšení tlaku v okruhu. Výstupní ventil mezi brzdovým válečkem kola a zpětným čerpadlem se stará o snižování tlaku. Tento pár ventilů existuje pro každé z kol.

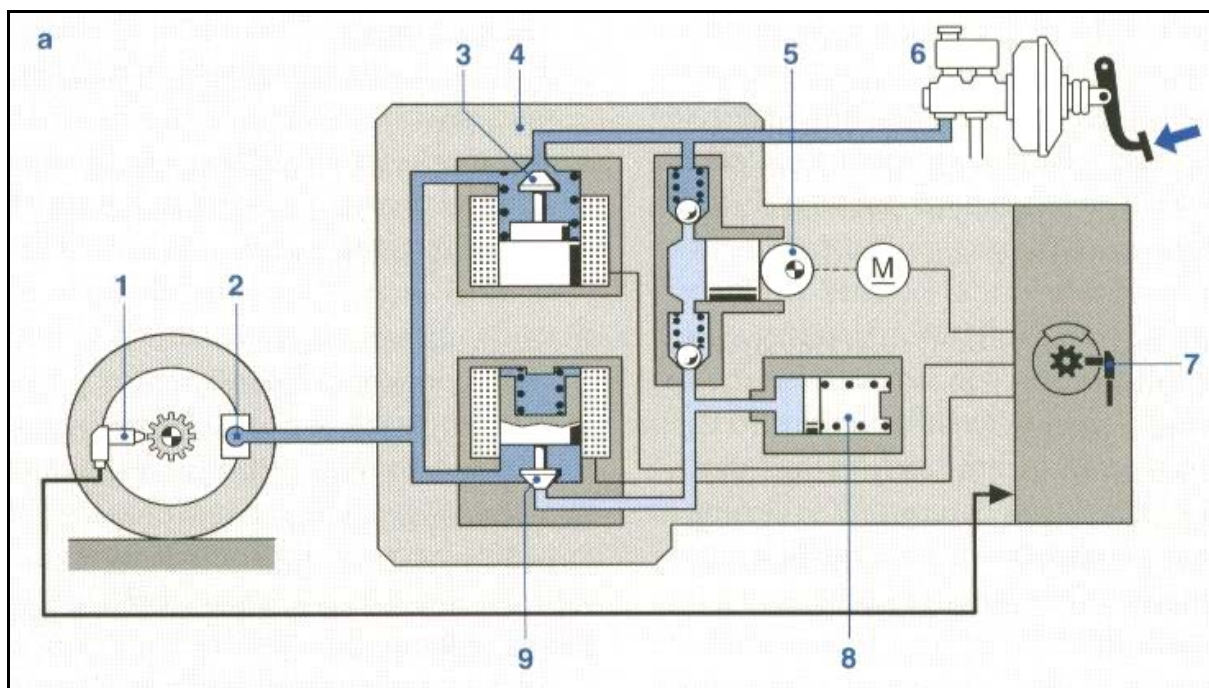
#### 4.2.4 Princip činnosti

Při zapnutí zapalování a libovolném jízdním stavu, snímají snímače otáček na všech čtyřech kolech signály, které jsou potřeba pro výpočet obvodových rychlostí kol a posílají je dál do řídicí jednotky. Za normálních okolností jsou elektromagnetické ventily v poloze zvyšování tlaku (Obr. 4.6). Když řídicí jednotka z přijímaných signálů rozpozná nebezpečí blokování kol, spustí hydraulické čerpadlo pro zpětnou dodávku a nastaví magnetické ventily příslušných kol. Každé kolo je ovlivněno jemu přiřazenou dvojicí elektromagnetických ventilů tak, aby nezávisle na jiných kolech mohlo optimálně přispět k brzdění (individuální regulace).



Obr. 4.5) Přehled systémů ABS BOSCH v2.0 a v5.0, [ROBERT BOSCH 2001]: a) verze systému ABS 2.0, b) verze systému 5.0. 1-Tlumicí komora, 2-Clona, 3-Zpětné čerpadlo, 4a)-Elektromagnetický ventil 3/3, 4b)-Elektromagnetické ventily 2/2, 5-Komora zásobníku.

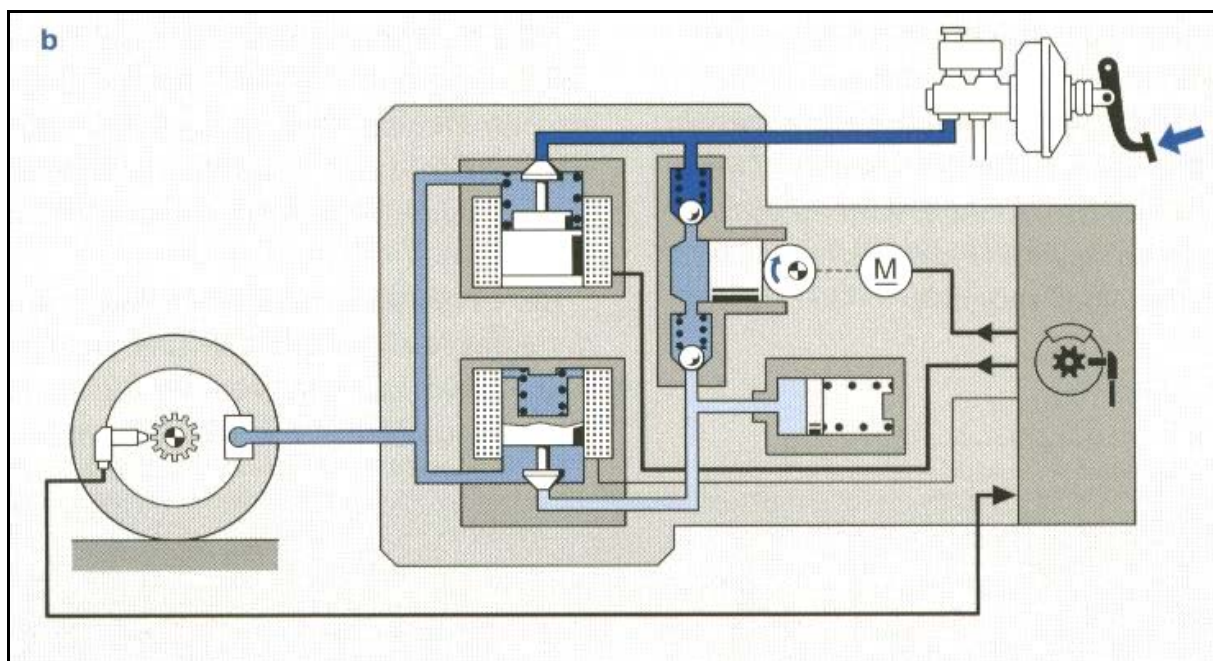
V první fázi regulace ABS zvyšování tlaku (Obr. 4.6), jsou ventily bez proudu (vstupní ventil je otevřený, výstupní ventil uzavřený), a hlavní brzdový válec je přímo spojen s brzdovými válečky kol. Tlak v brzdě kola může narůstat.



Obr. 4.6) Modulace brzdného tlaku ABS 5.0, fáze zvyšování tlaku, [ROBERT BOSCH 2001]: 1 – snímač otáček, 2 – brzdový váleček, 3 – vstupní ventil, 4 – hydraulická jednotka, 5 – čerpadlo zpětné dodávky, 6 – hlavní brzdový válec, 7 – řídicí jednotka, 8 – zásobník, 9 – výstupní ventil.

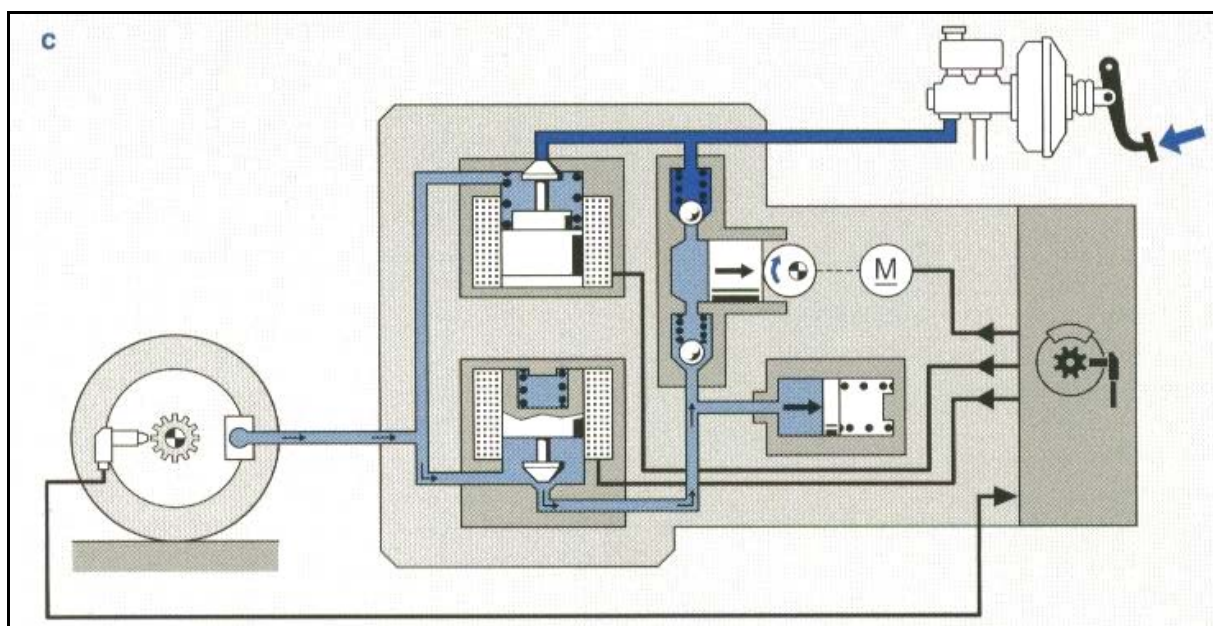


V druhé fázi regulace ABS udržování tlaku, (Obr. 4.7) je na vstupní ventil přiveden proud a je uzavřen. Výstupní ventil je i nadále uzavřen a hlavní brzdový válec se tak oddělí od brzdového válečku a tlak v brzdě kola zůstává konstantní.



Obr. 4.7) Modulace brzdného tlaku ABS 5.0, fáze udržování tlaku [ROBERT BOSCH 2001].

Ve třetím stavu snižování tlaku (Obr. 4.8) je navíc přiveden proud na výstupní ventil a ten je naopak otevřen. Tím se brzda kola hydraulicky spojí s čerpadlem pro zpětnou dodávku, takže tlak v brzdě kola klesá.



Obr. 4.8) Modulace brzdného tlaku ABS 5.0, fáze snižování tlaku [ROBERT BOSCH 2001].

Na zadní nápravě určuje kolo s menším součinitelem přilnavosti společný tlak v obou brzdách kol (princip select - low). Tím se kolo s větším součinitelem přilnavosti při přítomnosti ABS nepatrně nedobrzdí. Následkem toho je brzdná dráha o něco delší, což se však vrátí zpět získáním stability vozidla. Řídicí jednotka přepíná dvojice

elektromagnetických ventilů do tří různých stavů. Tím se může brzdový tlak nejen plynule, ale vlivem impulsního řízení také stupňovitě (a tím mírně) snižovat nebo zvyšovat. Podle povahy vozovky probíhá za sekundu 4 až 10 regulačních cyklů. Tuto reakční rychlost dosahuje ABS elektronickým zpracováním signálů a krátkými dobami odezvy.

#### **4.2.5 Vlastní kontrola systému ABS**

Aby byla zajištěna správná funkce a logika zpracovávaných signálů, ale i kontrolního softwaru, je řídicí jednotka vybavena dvěma paralelně pracujícími mikropočítači se vzájemnou kontrolou. Při stejných vstupních signálech musí být i výstupní signály obou mikropočítačů identické. Dojde-li v určitém časovém okamžiku k logické odchylce mezi aktivací a zpětným hlášením, je rozeznána závada a ABS vypnuto. Tímto způsobem dochází k nepřetržité kontrole funkce a logiky zpracovávaných signálů. Neustálé kontrole jsou podrobena všechna vedení k následujícím komponentům:

- snímače,
- magnetické ventily a
- spínač brzdových světel.
- Kromě toho kontroluje řídicí jednotka:
  - stav připravenosti motoru čerpadla zpětné dodávky,
  - doběh motoru čerpadla zpětné dodávky,
  - úroveň napětí pro posouzení přerušení signálů,
  - rychlost kol a referenční rychlost při rozjezdu,
  - statický skluz během jízdy (např. v důsledku rozdílného průměru kol),
  - dynamické otáčky při vysokých rychlostech (zjištění eventuálního přerušení vedení),
- aktivační časy magnetických ventilů a
- chyby měření vzniklé ze signálů vnějších zdrojů.

Při každém rozjetí, po překročení rychlosti vozidla odpovídající 6 km/h, dojde ke krátkodobému vybuzení magnetických ventilů a motoru čerpadla a kontrole zpětného hlášení koncových stupňů. Jestliže je při tomto kontrolním postupu rozeznána závada, dojde k vypnutí ABS a rozsvícení kontrolky ABS. Tento test umožňuje zkontrolovat ty části obvodů, které při jízdě bez regulace nejsou aktivní a jejichž výpadek by byl zjištěn teprve během regulace ABS.

Je-li zjištěna závada, je systém ABS vypnut a kontrolka na přístrojové desce signalizuje řidiči, že má k dispozici pouze základní brzdovou soustavu. Tento bezpečnostní obvod se simulací závad řízenou počítačem zajišťuje vysoký bezpečnostní standard.

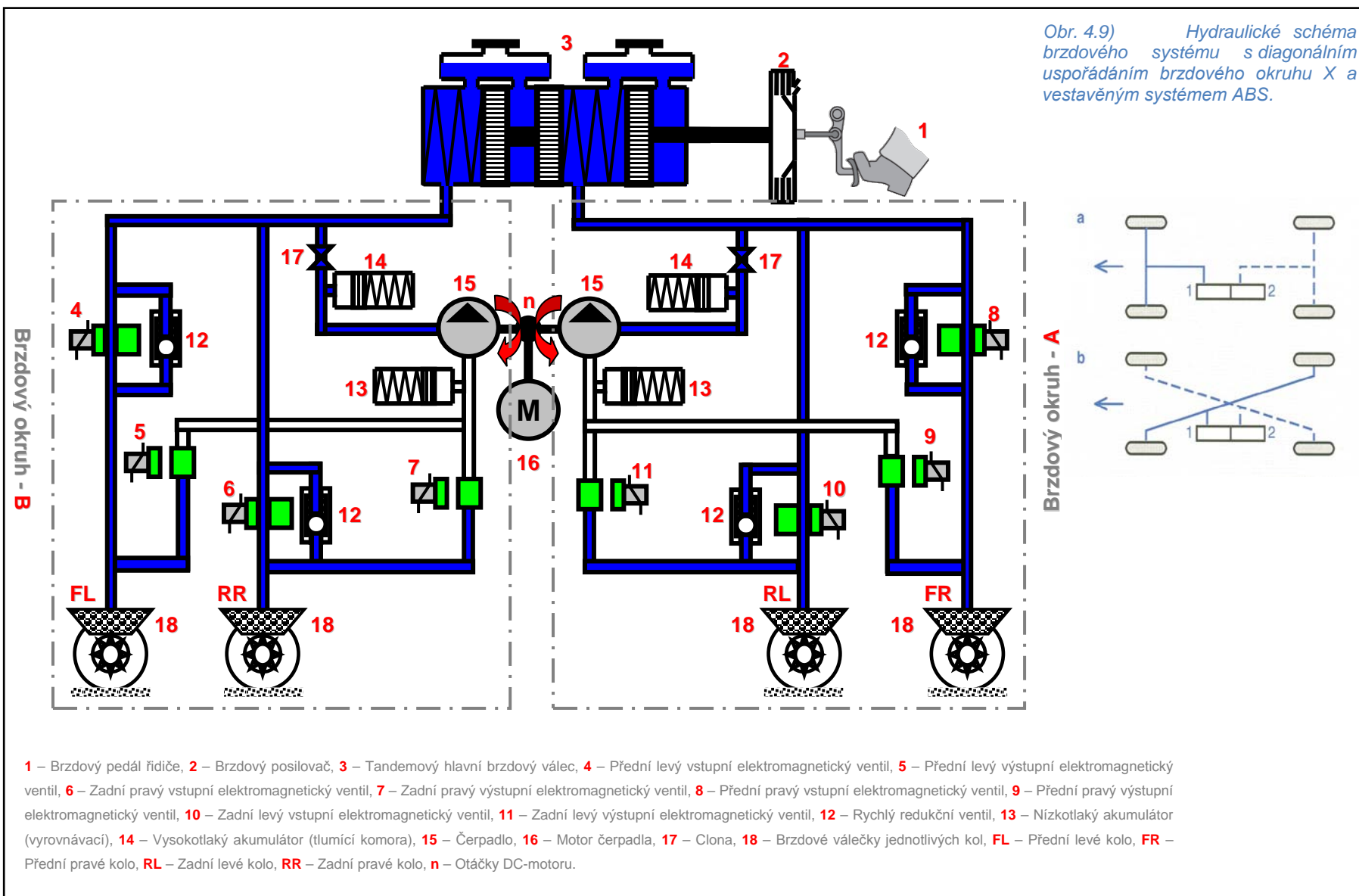
### 4.3 Matematický model hydraulického systému ABS

Hydraulický obvod tvoří základ brzdového systému. Pro naprostou většinu osobních automobilů současnosti je to právě hydraulika, která je zprostředkovatelem brzdného účinku. Hydraulická síla je tvořena jako tlak kapaliny, vzniklý prostřednictvím mechanického pohybu hlavního brzdového válce. Na ten působí síla nohy řidiče, která je zesílená prostřednictvím brzdového posilovače. Tento pohyb vyvolá v uzavřeném okruhu hydraulický tlak, jenž následně působí v brzdových válečcích jednotlivých kol a způsobuje jejich blokování (brzdění).

Mluvíme-li o hydraulickém systému ABS je jeho součástí také hydraulická jednotka ABS (Obr. 4.9). Uvnitř jsou integrovány elektromagnetické ventily, které mohou otevírat nebo uzavírat hydraulická vedení mezi hlavním brzdovým válcem (3) a brzdovými válečky kol (18) a také mezi brzdovými válečky kol (18) a zpětným čerpadlem (15). Vstupní ventily (4, 6, 8, 10), mezi hlavním brzdovým válcem a brzdovými válečky jednotlivých kol, zajišťují zvýšení tlaku. Výstupní ventily (5, 7, 9, 11) mezi brzdovými válečky a zpětným čerpadlem slouží ke snižování tlaku v okruhu. V současnosti je nutností v důsledku bezpečnosti používat tzv. dvou okruhové uspořádání hydraulického vedení k brzdám kol. Podle normy DIN 74000, existuje pro brzdové okruhy se čtyřmi brzdami několik možností uspořádání hydraulických okruhů. Prosadily se však jen dvě varianty.

První varianta s označením II (Obr. 4.9 a) je konstruována jako jeden brzdový okruh pro přední nápravu a druhý okruh pro zadní nápravu. Druhá varianta s označením X (Obr. 4.9 b) je diagonální uspořádání, kdy každý okruh působí na jedno přední kolo a na jeho úhlopříčně ležící zadní kolo. Mají minimální nároky na hydraulické vedení a rozebíratelné přípojky. Svou konstrukcí snižují riziko výpadku pro každý z okruhů stejně jako u jednookruhových systémů. Navíc jsou však schopny při výpadku tlaku v jednom z okruhů za pomoci hlavního tandemového brzdového válce tlak v tomto okruhu vyrovnat.



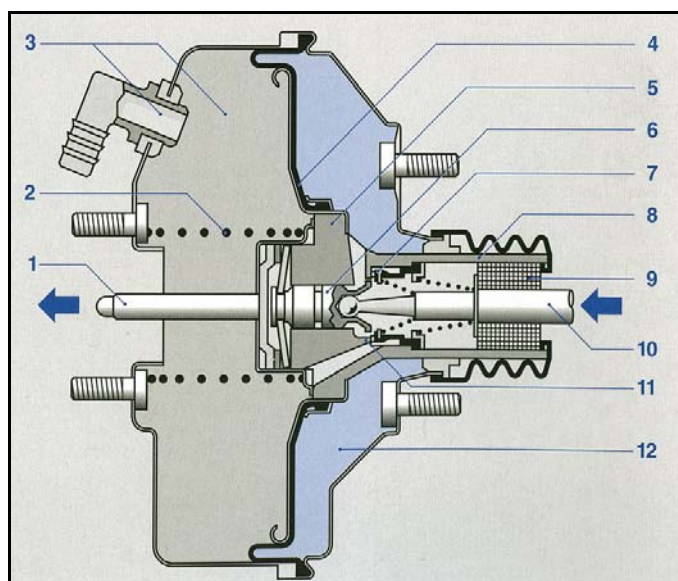


## 4.4 Prvky hydraulického systému ABS

V následující kapitole jsou stručně popsány jednotlivé prvky hydraulického systému ABS, potřebné k sestavení matematického modelu simulace ABS. Celkový model a jednotlivé jeho prvky nebyly optimalizovány tak, aby mohli být použity například pro simulaci HiL. Matematické rovnice uvedené v této kapitole, jsou většinou diferenciální rovnice sestavené na základě fyzikálního, silového či kinematického rozboru jednotlivých systémů. Některé prvky jsou nahrazeny například lineárními charakteristikami. Výsledkem je matematický model hydraulického systému ABS.

### 4.4.1 Brzdový posilovač

Úkolem brzdového posilovače je podpořit sílu nohy řidiče při sešlápnutí pedálu brzdy tak, aby se potřebná síla nohy zmenšila a při tom se zachovala možnost jemného odstupňování brzdné síly a nebyl ovlivněn cit pro míru brzdění. Provedení současných brzdových posilovačů je podtlakové (využívá se podtlaku sacího potrubí motoru), nebo hydraulické (je použito tlaku z hydraulického čerpadla posilovače řízení). Pro simulaci jsem vycházel z podtlakového dvoukomorového posilovače řízení (Obr. 4.10).

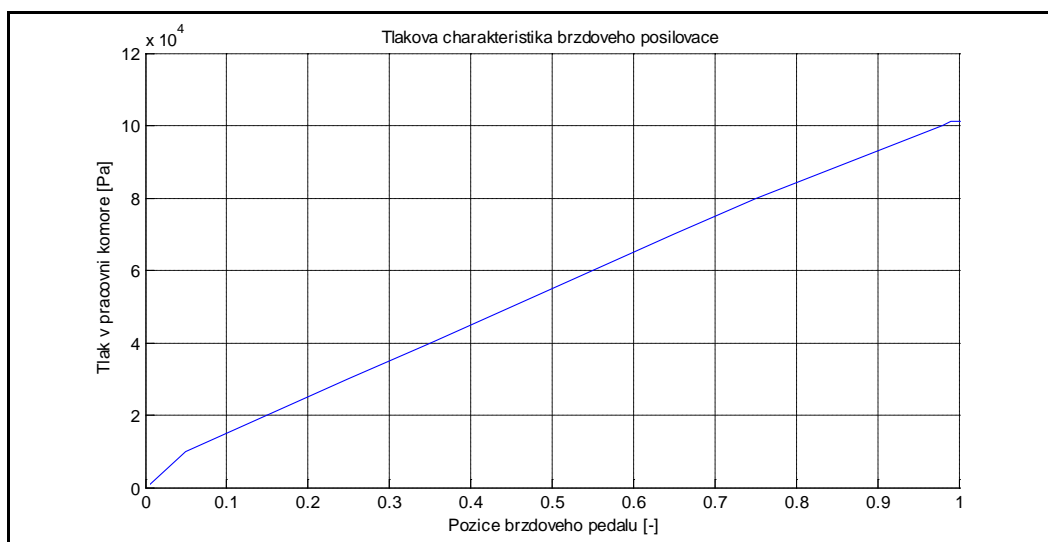


Obr. 4.10) Podtlakový dvoukomorový brzdový posilovač: 1-tlačná tyč (výstupní síla k hlavnímu brzdovému válci), 2-tlačná pružina, 3-Podtlaková komora s přívodem podtlaku, 4-membrána, 5-pracovní píst, 6-plnicí píst, 7-dvojitý ventil, 8-pouzdro ventilu, 9-čistič vzduchu, 10-pístní tyč (síla nohy), 11-sedlo ventilu, 12-pracovní komora. [ROBERT BOSCH 2001].

V klidovém stavu, při nesešlápnuté brzdě je podtlaková komora (3) a pracovní komora (12) propojena kanály v tělese ventilu, v obou komorách je stejný podtlak. Jeho hodnota se pohybuje v rozmezí (0,5 ... 0,9 bar) zdroj [1]. Začne-li řidič brzdit, posouvá tlačná tyč (1) manžetu dvojitého ventilu (7) do sedla ventilu (11). Komory jsou odděleny. Dalším pohybem pístní tyče (10) dojde k oddálení plnicího pístu (6) od manžety dvojitého ventilu (7) a do pracovní komory se vpustí atmosférický tlak. Vyšší tlak v pracovní komoře začne působit na membránu (4). Průměr membrány je obvykle 250 mm zdroj [3].

Membrána tlačí těleso ventilu (8) ve směru k podtlakové komoře což vede k podpoření síly nohy a stlačuje vratnou pružinu (2). Tím se tlačná tyč (1) pohybuje a přenáší výstupní sílu  $F_{Bb}$  na hlavní brzdový válec.

$$F_{Bb} = S_{diaphragm} \cdot p_{Bb}(t) \quad (4.1)$$

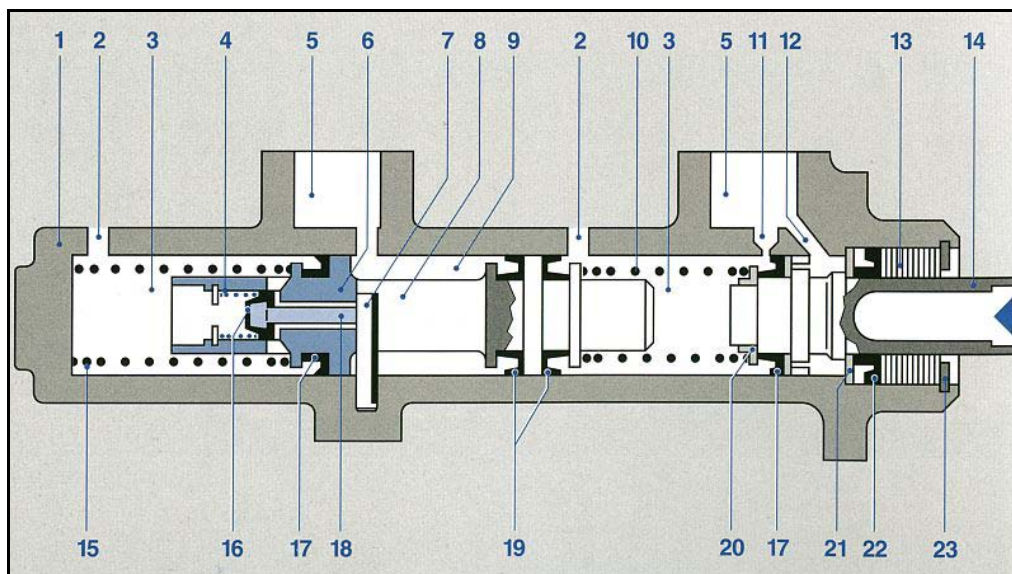


Obr. 4.11) Idealizovaná tlaková charakteristika brzdového posilovače závislá na pozici brzdového pedálu.

Charakteristika na (Obr. 4.11) je použita v simulaci. Brzdná síla (síla brzdového posilovače), (5.1) se zvyšuje úměrně k velikosti sešlápnutí brzdového pedálu, tak dlouho až dosáhne tzv. „bodu aktivace“, kdy dochází k blokování kol přední nápravy (60-100 bar, závisí na typu vozidla), dále se už síla posilovače z hlediska konstrukčního nezvyšuje.

#### 4.4.2 Hlavní brzdový válec

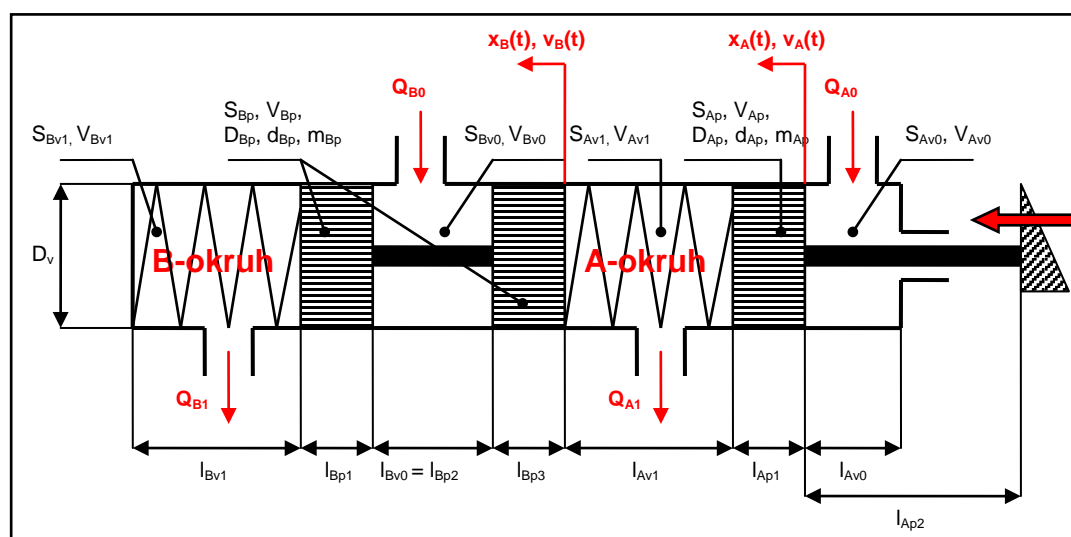
Hlavní brzdový válec má za úkol převést mechanickou sílu, vytvořenou řidičem (posílenou brzdovým posilovačem) na hydraulickou brzdnu sílu. Z hlediska bezpečnosti, je dnes standardní dvoukruhový brzdový systém. Na (Obr. 4.12) je konstrukce hlavního brzdového válce s centrálním ventilem, který byl vyvinut speciálně pro vozidla s ABS. Zvláštností tohoto tandemového brzdového válce je plovoucí píst (6) s integrovaným centrálním ventilem. Je-li brzdový pedál v klidu, dochází k přitékání brzdové kapaliny z vyrovnávací nádržky a mezilehlý prostor (9) přes dřík ventilu (18) do tlakového prostoru (3). Vyrovnávací otvor v tomto druhém okruhu odpadá, nahrazuje ho centrální ventil. Dojde-li k výpadku jednoho z brzdových okruhů, nastaví se konkrétní píst tak, aby vždy v druhém okruhu zůstal plný tlak pro brzdění. Řidič to pozná prodlouženou dráhou pedálu a nutností použít větší sílu na pedál. Při sešlápnutí brzdového pedálu, síla vzniklá řidičem (umocněná brzdovým posilovačem) začne působit na táhlo pístu (14) a posune ho doleva. Píst se dostane za vrtání vyrovnávacího otvoru (11) a brzdová kapalina v tlakovém prostoru (3), (první okruh) může tlačit doleva rovněž plovoucí píst (6). Posune-li se plovoucí píst asi o 1 [mm] vlevo, uvolní se kolík ventilu (18) z napínací objímky (7) a těsnění ventilu (17) utěsní plovoucí píst a tím tlakový prostor (3), (druhý okruh) vůči prostoru (9).



Obr. 4.12) Hlavní brzdový válec s centrálním ventilem: 1-těleso válce, 2-tlaková přípojka, 3-tlakové komory, 4-pružina ventilu, 5-vyrovnávací nádržka, 6-plovoucí píst, 7-opěrné pouzdro, 8-plovoucí píst, 9-mezilehlý prostor, 10-tlačná pružina (primární okruh), 11-plnicí otvor, 12-otvor odpadu, 13-plastové pouzdro, 14-tlaková tyč pístu, 15- tlačná pružina (sekundární okruh), 16-těsnění ventilu, 17-primární manžeta, 18-dřík ventilu, 19-oddělovací manžeta, 20-opěrný kroužek, 21-opěrná podložka, 22-sekundární manžeta, 23-pojistný kroužek. [ROBERT BOSCH 2001].

Při zesílení síly na pedál brzdy, se zvýší tlak v obou tlakových komorách (3). Při uvolnění brzdového pedálu, dojde k pohybu obou pístů (6 a 14) zpět doprava. Uvolní se vyrovnávací odtok (11) a kolík (18) dosedne zpět na opěrné pouzdro (7). Tímto opět dojde k propojení vyrovnávací nádržky a obou okruhů. Následující pohybové rovnice charakterizují pohyb hlavního brzdového válce a výsledný průtok v primárním a sekundárním okruhu:

### Fyzikální rozbor hlavního brzdového válce



Obr. 4.13) Fyzikální rozbor hlavního brzdového válce.

**Použité fyzikální rovnice****č.v. A-okruh**

Rovnice kontinuity pro výstupní část válce:

(4.2)  $Q_{A1} = S_{Av1} \cdot \dot{x}_A(t)$

Plocha výstupní části válce:

(4.3)  $S_{Av1} = \frac{\pi \cdot D_V^2}{4}$

Objem výstupní části válce:

(4.4)  $V_{Av1} = S_{Av1} \cdot (l_{Av1} - x_A(t))$

Plocha vstupní části válce:

(4.5)  $S_{Av0} = \frac{\pi \cdot (D_V^2 - d_{Ap}^2)}{4}, [m^2]$

Objem vstupní části válce:

(4.6)  $V_{Av0} = S_{Av0} \cdot (l_{Av0} + x_A(t)), [m^3]$

Hmotnost pístu:

(4.7)  $m_{Ap} = V_{Ap} \cdot \rho_p, [m^3]$

Objem pístu:

(4.8)  $V_{Ap} = \frac{\pi \cdot D_{Ap}}{4} \cdot l_{Ap1} + \frac{\pi \cdot d_{Ap}}{4} \cdot l_{Ap2}$

Rovnice kontinuity pro vstupní část válce:

(4.9)  $Q_{A0} = S_{Av0} \cdot v_A(t)$

**B-okruh**

$Q_{B1} = S_{Bv1} \cdot \dot{x}_B(t)$

$S_{Bv1} = \frac{\pi \cdot D_V^2}{4}$

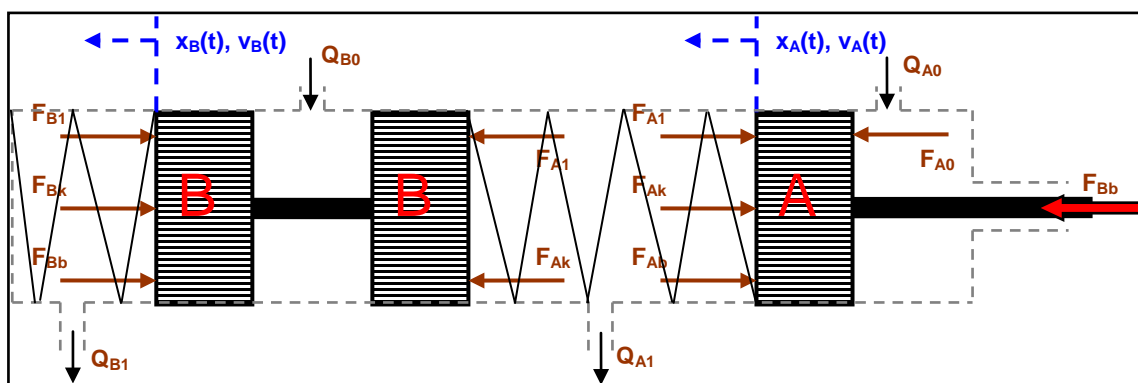
$V_{Bv1} = S_{Bv1} (l_{Bv1} - x_B(t))$

$S_{Bv0} = \frac{\pi \cdot (D_V^2 - d_{Bp}^2)}{4}, [m^2]$

$m_{Bp} = V_{Bp} \cdot \rho_p, [m^3]$

$V_{Bp} = \frac{\pi \cdot D_{Bp}}{4} \cdot (l_{Bp1} + l_{Bp3}) + \frac{\pi \cdot d_{Bp}}{4} \cdot l_{Bp2}$

$Q_{B0} = S_{Bv0} \cdot v_B(t)$

**jed.** $[m^3/s]$  $[m^2]$  $[m^3]$  $[m^2]$  $[m^3]$  $[kg]$  $[m^3]$  $[m^3]$ **Silový rozbor hlavního brzdového válce**

Obr. 4.14) Silový rozbor hlavního brzdového válce.

**Použité rovnice silového rozboru****č.v. A-okruh**

Síla vyvozená brzdovým posilovačem po stlačení brzdového pedálu řidičem:

(4.10)  $F_{Bb} = S_{diaphragm} \cdot p_{Bb}(t)$

Síla působící od tlaku brzdové kapaliny, ve vyrovnávací nádrže:

(4.11)  $F_{A0} = S_{Ap0} \cdot p_{A0}(t)$

Síla vyvolaná stlačením kapaliny v okruhu:

(4.12)  $F_{A1} = S_{Ap1} \cdot p_{A1}(t)$

**B-okruh**

-

$F_{B1} = S_{Bp1} \cdot p_{B1}(t)$

**jed.** $[N]$  $[N]$  $[N]$

*Síla vyvolaná stlačením vratné pružiny:*

$$(4.13) \quad F_{Ak} = k_A \cdot (x_A(t) - x_B(t)) \quad F_{Bk} = k_B \cdot x_B(t) \quad [N]$$

*Síla vyvolaná viskózním třením:*

$$(4.14) \quad F_{Ab} = b_A \cdot v_A(t) \quad F_{Bb} = b_B \cdot v_B(t) \quad [N]$$

### **Pohybová rovnice pro okruh A**

$$(4.15) \quad m_{Ap} \cdot \ddot{x}_A(t) = F_{Bb} + F_{A0} - F_{A1} - F_{Ak} - F_{Ab}$$

$$\ddot{x}_A(t) = \frac{1}{m_{Ap}} [F_{Bb} + F_{A0} - F_{A1} - F_{Ak} - F_{Ab}] \quad [m/s^2]$$

$$\ddot{x}_A(t) = \frac{1}{m_{Ap}} [F_{Bb}(t) + S_{Ap0} \cdot p_{A0}(t) - S_{Ap1} \cdot p_{A1}(t) - k_A \cdot (x_A(t) - x_B(t)) - b_A \cdot \dot{x}_A(t)]$$

### **Pohybová rovnice pro okruh B**

$$(4.16) \quad m_{Bp} \cdot \ddot{x}_B(t) = F_{A1} + F_{Ak} - F_{B1} - F_{Bk} - F_{Bb}$$

$$\ddot{x}_B(t) = \frac{1}{m_{Bp}} [F_{A1} + F_{Ak} - F_{B1} - F_{Bk} - F_{Bb}] \quad [m/s^2]$$

$$\ddot{x}_B(t) = \frac{1}{m_{Bp}} [S_{Ap1} \cdot p_{A1}(t) + k_A \cdot (x_A(t) - x_B(t)) - S_{Bp1} \cdot p_{B1}(t) - k_B \cdot x_B(t) - b_B \cdot \dot{x}_B(t)]$$

### **Linearizace modelu hydraulického brzdového válce**

Model tandemového brzdového válce je dán rovnicemi (4.2), (4.9), (4.15) a (4.16). Nejprve odvodíme linearizaci pro píst hydraulického okruhu A. Vyjděme z pohybové rovnice (4.15) a převedme do oblasti komplexní proměnné.

#### **Píst A**

$$m_{Ap} X_A(s) \cdot s^2 + b_A X_A(s) \cdot s + k_A X_A(s) = F_{Bb}(s) + S_{Ap0} \cdot P_{A0}(s) - S_{Ap1} \cdot P_{A1}(s) + k_A X_B(s) \quad (4.17)$$

Z hlediska konstrukce pístu A se jedná o jednostrannou písniční a proto platí  $S_{Ap1} = 2 \cdot S_{Ap0}$ :

$$(m_{Ap} \cdot s^2 + b_A \cdot s + k_A) X_A(s) = F_{Bb}(s) + S_{Ap0} \cdot (P_{A0}(s) - 2P_{A1}(s)) + k_A X_B(s) \quad (4.18)$$

Rychlost pístu A je potom rovna:

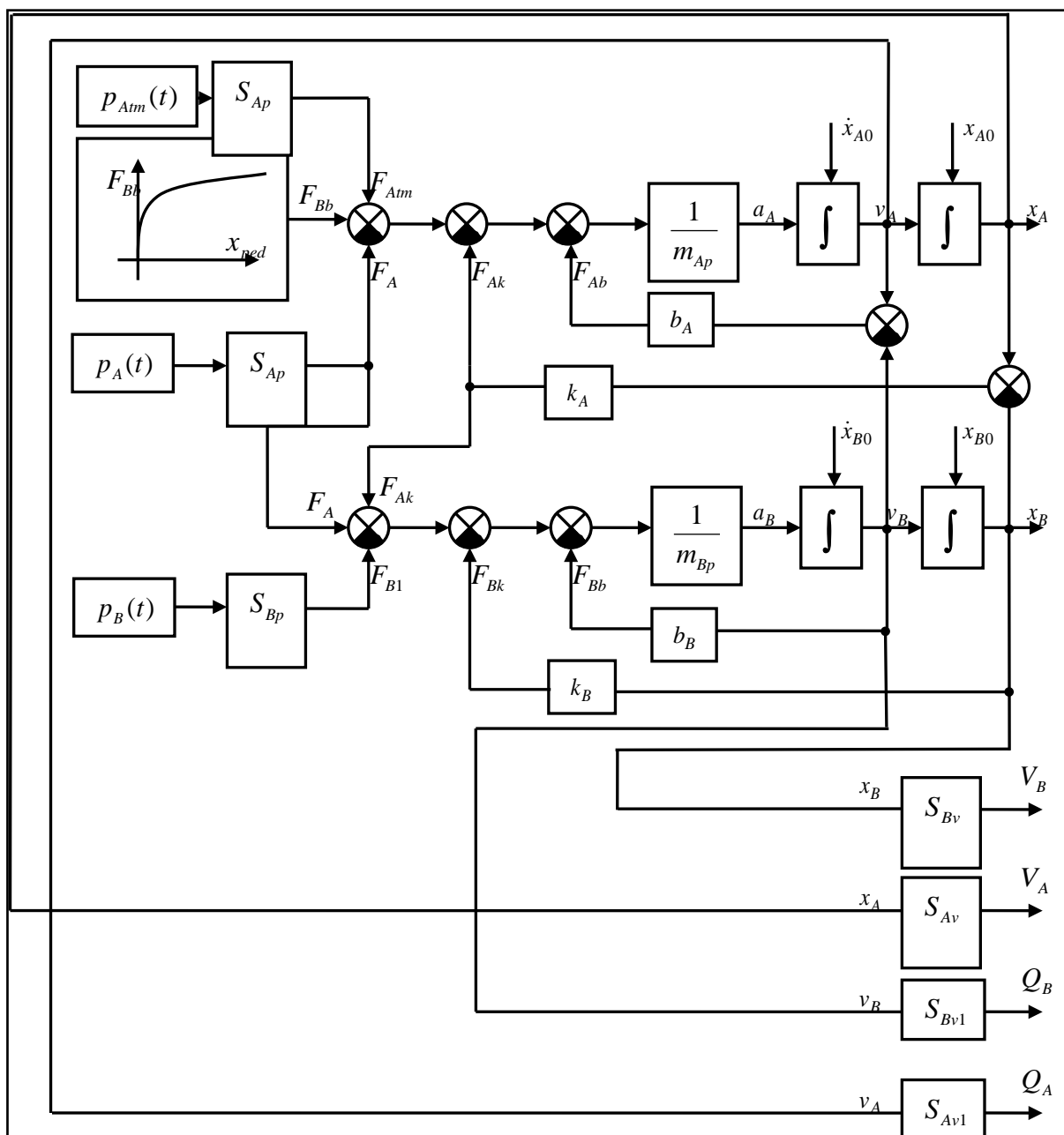
$$X_A(s) \cdot s = \frac{(F_{Bb}(s) + S_{Ap0} \cdot (P_{A0}(s) - 2P_{A1}(s)) + k_A X_B(s)) \cdot s}{(m_{Ap} \cdot s^2 + b_A \cdot s + k_A)} \quad (4.19)$$

Rozdíl tlaků určíme z rovnic (4.20) a (4.21) při zanedbání svodových propustností:

$$\frac{dp_{A0}}{dt} = \frac{1}{C_A} [Q_{A0}(t) - S_{Ap0} \cdot \dot{x}_A(t)] \quad (4.20)$$

$$\frac{dp_{A1}}{dt} = \frac{1}{C_A} [S_{Ap1} \cdot \dot{x}_A(t) - Q_{A1}(t) - S_{Bp1} \cdot \dot{x}_B(t)] \quad (4.21)$$





Obr. 4.15) Blokové schéma hlavního brzdového válce nelineárního modelu.

Nyní převedeme rovnice z časové oblasti do oblasti komplexní proměnné:

$$P_{A0}(s) \cdot s = \frac{1}{C_A} [Q_{A0}(s) - S_{Ap0} \cdot X_A(s) \cdot s] \quad (4.22)$$

$$P_{A1}(s) \cdot s = \frac{1}{C_A} [S_{Ap1} \cdot X_A(s) \cdot s - Q_{A1}(s) - S_{Bp1} \cdot X_B(s) \cdot s] \quad (4.23)$$

Nyní vynásobíme rovnici (4.23) dvěma a odečteme od rovnice (4.22):

$$(P_{A0}(s) - 2P_{A1}(s)) \cdot s = \frac{1}{C_A} [Q_{A0}(s) + 2Q_{A1}(s) - (S_{Ap0} + 2S_{Ap1}) \cdot X_A(s) \cdot s + 2S_{Bp1} \cdot X_B(s) \cdot s] \quad (4.24)$$

$$P_{A0}(s) - 2P_{A1}(s) = \frac{Q_{A0}(s) + 2Q_{A1}(s) - (S_{Ap0} + 2S_{Ap1}) \cdot X_A(s) \cdot s + 2S_{Bp1} \cdot X_B(s) \cdot s}{C_A \cdot s} \quad (4.25)$$

Na základě odvozených vztahů můžeme definovat lineární model pro píst A tandemového brzdového válce s jednostrannou pístnicí. Protože platí, že  $S_{Ap1} = 2 \cdot S_{Ap0}$ , budou všechny přepočty převedeny na plochu  $S_{Ap0}$ . Linearizovaný model pro píst A bude ve tvaru (4.26), (4.27).

Rychlost pístu A linearizovaného modelu brzdového válce je rovna:

$$X_A(s) \cdot s = \frac{(F_{Bb}(s) + S_{Ap0} \cdot (P_{A0}(s) - 2P_{A1}(s)) + k_A X_B(s)) \cdot s}{(m_{Ap} \cdot s^2 + b_A \cdot s + k_A)} \quad (4.26)$$

Rozdíl tlaků na pro píst A je roven:

$$P_{A0}(s) - 2P_{A1}(s) = \frac{Q_{A0}(s) + 2Q_{A1}(s) - 5S_{Ap0} \cdot X_A(s) \cdot s + 2S_{Bp1} \cdot X_B(s) \cdot s}{C_A \cdot s} \quad (4.27)$$

### **Píst B**

Vyjděme z pohybové rovnice (4.16) a převedme do oblasti komplexní proměnné.

$$m_{Bp} X_B(s) \cdot s^2 + b_B X_B(s) \cdot s + (k_B + k_A) \cdot X_B(s) = S_{Ap1} \cdot P_{A1}(s) - S_{Bp1} \cdot P_{B1}(s) + k_A X_A(s) \quad (4.28)$$

Z hlediska konstrukce se nyní jedná o oboustrannou pístnici. Uvažujme proto, že  $S_{Ap1} = S_{Bp1}$ .

$$(m_{Bp} \cdot s^2 + b_B \cdot s + (k_B + k_A)) \cdot X_B(s) = S_{Bp1} \cdot (P_{A1}(s) - P_{B1}(s)) + k_A X_A(s) \quad (4.29)$$

Rychlost pístu B je potom rovna:

$$X_B(s) \cdot s = \frac{(S_{Bp1} \cdot (P_{A1}(s) - P_{B1}(s)) + k_A X_A(s)) \cdot s}{m_{Bp} \cdot s^2 + b_B \cdot s + (k_B + k_A)} \quad (4.30)$$

Rozdíl tlaků určíme z rovnic (4.31) a (4.32) při zanedbání svodových propustností:

$$\frac{dp_{A1}}{dt} = \frac{1}{C_B} [S_{Ap1} \cdot \dot{x}_A(t) - Q_{A1}(t) - S_{Bp1} \cdot \dot{x}_B(t)] \quad (4.31)$$

$$\frac{dp_{B1}}{dt} = \frac{1}{C_B} [S_{Bp1} \cdot \dot{x}_B(t) - Q_{B1}(t)] \quad (4.32)$$

Nyní převedeme rovnice z časové oblasti do oblasti komplexní proměnné:

$$P_{A1}(s) \cdot s = \frac{1}{C_B} [S_{Ap1} X_A(s) \cdot s - Q_{A1}(s) - S_{Bp1} X_B(s) \cdot s] \quad (4.33)$$

$$P_{B1}(s) \cdot s = \frac{1}{C_B} [S_{Bp1} X_B(s) \cdot s - Q_{B1}(s)] \quad (4.34)$$

Nyní odečteme rovnici (4.34) od rovnice (4.33) dostaneme rozdíl tlaků pro píst B:

$$(P_{A1}(s) - P_{B1}(s)) \cdot s = \frac{1}{C_B} [Q_{B1}(s) - Q_{A1}(s) + S_{Ap1} X_A(s) \cdot s - 2S_{Bp1} X_B(s) \cdot s] \quad (4.35)$$

$$(P_{A1}(s) - P_{B1}(s)) = \frac{Q_{B1}(s) - Q_{A1}(s) + S_{Ap1} X_A(s) \cdot s - 2S_{Bp1} X_B(s) \cdot s}{C_B \cdot s} \quad (4.36)$$



Na základě odvozených vztahů můžeme definovat lineární model pro píst B tandemového brzdového válce s oboustrannou pístnicí. Protože platí, že  $S_{Ap1} = S_{Bp1}$ , budou všechny přepočty převedeny na plochu  $S_{Bp1}$ . Linearizovaný model pro píst B bude ve tvaru (4.37), (4.38).

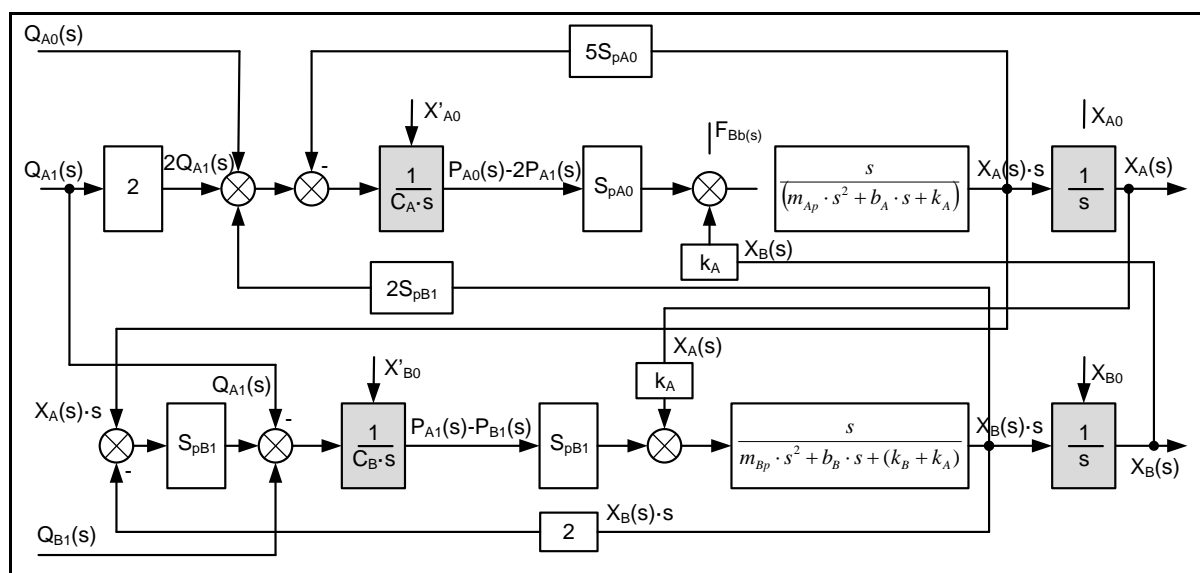
Rychlost pístu B linearizovaného modelu brzdového válce je rovna:

$$X_B(s) \cdot s = \frac{(S_{Bp1} \cdot (P_{A1}(s) - P_{B1}(s)) + k_A X_A(s)) \cdot s}{m_{Bp} \cdot s^2 + b_B \cdot s + (k_B + k_A)}$$

Rozdíl tlaků na pro píst B je roven:

$$(P_{A1}(s) - P_{B1}(s)) = \frac{Q_{B1}(s) - Q_{A1}(s) + S_{Bp1}(X_A(s) \cdot s - 2X_B(s) \cdot s)}{C_B \cdot s}$$

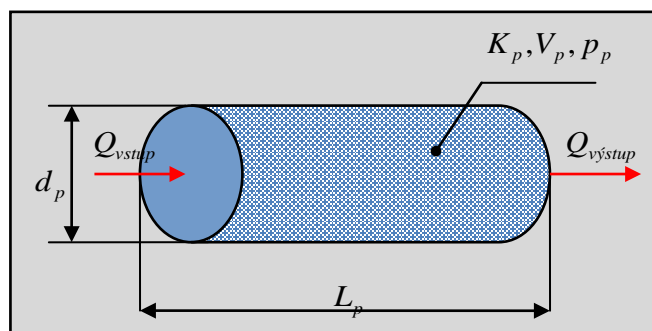
### **Blokové schéma linearizovaného tandemového brzdového válce:**



Obr. 4.16) Blokové schéma linearizovaného brzdového válce.

### 4.4.3 Hydraulické vedení

Hydraulické vedení (dále jen potrubí) je prvek spojující jednotlivé části brzdového systému v uzavřený celek. Je to prostor, ve kterém dochází ke stlačování tlakového média (brzdové kapaliny) a následného vzniku tlaku za pomoci síly, která působí při sešlápnutí brzdového pedálu. Hydraulické vedení se může lišit dle aplikace, tuhostí, průměrem, délkou atd. Dominantní vlastností hydraulického vedení je tzv. hydraulická kapacita  $C_H$ , pomocí níž jsem potrubí modeloval. Tlak v potrubí se potom vypočte dle vzorce tlakové kapacity.



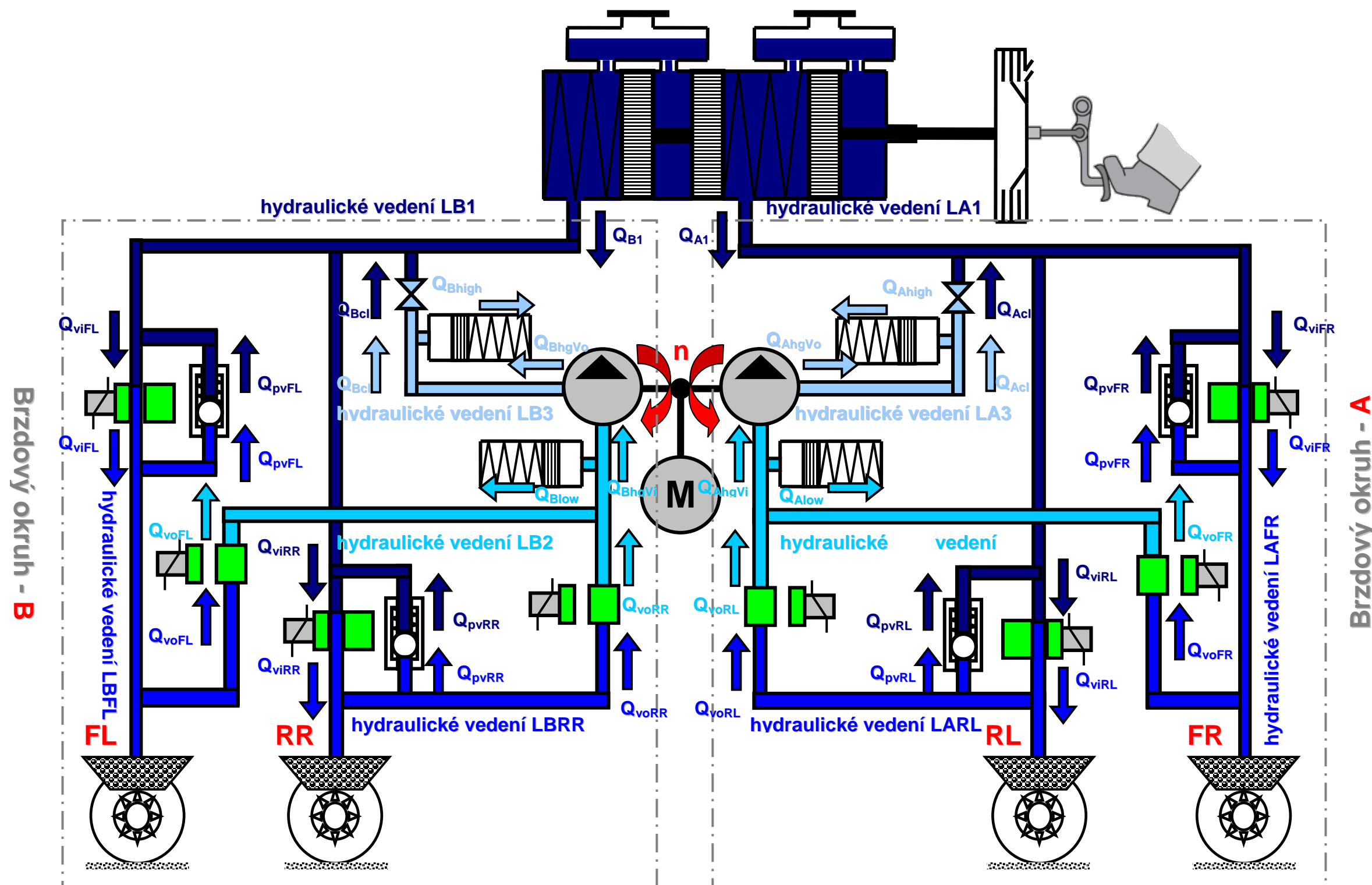
Obr. 4.17) Řez hydraulickým vedením s jeho základními parametry.

$$(4.37) \quad p_s = \frac{K_p}{V_p} \int [Q_{vstup} - Q_{vystup}] dt + p_{s0} \quad [Pa]$$

$$(4.38) \quad V_p = S_p \cdot l_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_p \quad [m^3]$$

Tlakový přírůstek je závislý na objemu potrubí  $V_p$ , množství média, které v daném prostoru přibýlo  $\sum Q_i$  a jeho stlačitelnosti  $K_p$  [Kopáček a Pavlok 1994]. Jako materiál jsou u brzdových systémů automobilů použity hadice z kovu, ale i pryže.

Schéma jednotlivých průtoků  $Q_i$  v hydraulických vedeních systému ABS je na následující straně.

HYDRAULICKÉ VEDENÍ A PRŮTOKY V SYSTÉMU **ABS (Anti-lock Brake System)**

$Q_{A1, B1}$  – Průtok z hlavního brzdového válce,  $Q_{Acl, Bcl}$  – Průtok clonami,  $Q_{viFL}$  – Průtok předním levým vstupním elmag. ventilem,  $Q_{viFR}$  – Průtok předním pravým vstupním elmag. ventilem,  $Q_{viRL}$  – Průtok zadním levým vstupním elmag. ventilem,  $Q_{viRR}$  – Průtok zadním pravým vstupním elmag. ventilem,  $Q_{voFL}$  – Průtok předním levým výstupním elmag. ventilem,  $Q_{voFR}$  – Průtok předním pravým výstupním elmag. ventilem,  $Q_{voRL}$  – Průtok zadním levým výstupním elmag. ventilem,  $Q_{voRR}$  – Průtok zadním pravým výstupním elmag. ventilem,  $Q_{pvFL}, Q_{pvFR}, Q_{pvRL}, Q_{pvRR}$  – Průtok rychlým redukčním ventilem,  $Q_{Alow}, Q_{Blow}$  – Průtok nízkotlakým hydraulickým akumulátorem,  $Q_{Ahigh}, Q_{Bhigh}$  – Průtok vysokotlakým hydraulickým akumulátorem,  $Q_{AhgVi}, Q_{BhgVi}$  – Průtok jednocestným vstupním ventilem,  $Q_{AhgVo}, Q_{BhgVo}$  – Průtok jednocestným výstupním ventilem.

**Hydraulické vedení LA1, LB1**

Hydraulické vedení LA1 a LB1 spojuje tandemový hlavní brzdový válec a agregát ABS. V tomto úseku je tlak tvořen přímo od hlavního brzdového válce. Vstupem do potrubí jsou průtoky od hlavního brzdového válce, rychlých redukčních ventilů a clon. Výstupem z potrubí jsou průtoky vstupních elektromagnetických ventilů jednotlivých kol.

**Použité fyzikální rovnice****č.v. A – okruh**

Rovnice tlakového přírůstku:

$$(4.39) \quad \frac{dp_{A1}}{dt} = \frac{K}{V_{LA1} + V_{Av1}} \cdot$$

$$\cdot [Q_{A1} + Q_{Acl} + Q_{pvFR} + Q_{pvRL} - Q_{viFR} - Q_{viRL}]$$

Modul stlačitelnosti brzdové kapaliny:

$K = \text{konstanta}$

Objem potrubí:

$$(4.40) \quad V_{LA1} = \frac{\pi \cdot d_{LA1}^2}{4} \cdot l_{LA1}$$

**B – okruh**

$$\frac{dp_{B1}}{dt} = \frac{K}{V_{LB1} + V_{Bv1}} \cdot$$

$$\cdot [Q_{B1} + Q_{Bcl} + Q_{pvFL} + Q_{pvRR} - Q_{viFL} - Q_{viRR}]$$

**Jed.**

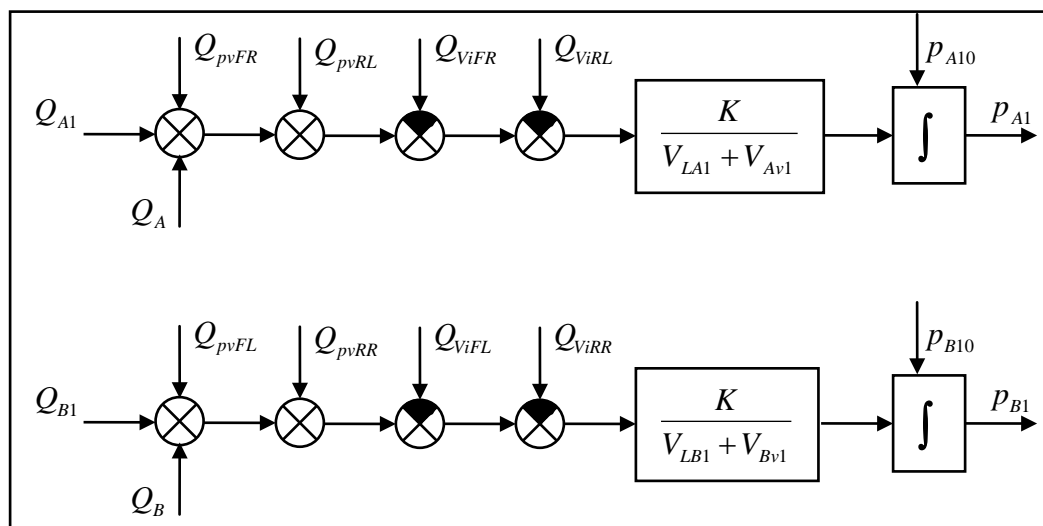
[Pa]

$K = \text{konstanta}$

[N · m<sup>2</sup>]

$$V_{LB1} = \frac{\pi \cdot d_{LB1}^2}{4} \cdot l_{LB1}$$

[m<sup>3</sup>]

**Blokové schéma hydraulických vedení LA1, LB1**

Obr. 4.18) Blokové schéma hydraulického vedení LA1, LB1.

**Hydraulické vedení LAFR, LARL, LBFL, LBRR**

Hydraulická vedení LAFR, LARL, LBFL, LBRR spojují hydraulický agregát ABS s jednotlivými brzdovými válečky na kolech. V tomto úseku je brzdný tlak modulován pomocí vstupních a výstupních elektromagnetických ventilů jednotlivých kol. Vstupem do hydraulického vedení jsou průtoky vstupních elektromagnetických ventilů. Výstupem jsou průtoky z rychlých redukčních ventilů jednotlivých kol, průtoky z výstupních elektromagnetických ventilů a brzdových válečků.

**Použité fyzikální rovnice****č.v. A – okruh**

Rovnice tlakového přírůstku:

$$(4.41) \quad \frac{dp_{FR}}{dt} = \frac{K}{V_{LAFR}} \cdot [Q_{viFR} - Q_{voFR} - Q_{pvFR}]$$

$$(4.42) \quad \frac{dp_{RL}}{dt} = \frac{K}{V_{LARL}} \cdot [Q_{viRL} - Q_{voRL} - Q_{pvRL}]$$

Modul stlačitelnosti brzdové kapaliny:

$K$  = konstanta

Objem potrubí:

$$(4.43) \quad V_{LAFR} = \frac{\pi \cdot d_{LAFR}^2}{4} \cdot l_{LAFR}$$

$$(4.44) \quad V_{LARL} = \frac{\pi \cdot d_{LARL}^2}{4} \cdot l_{LARL}$$

**B – okruh**

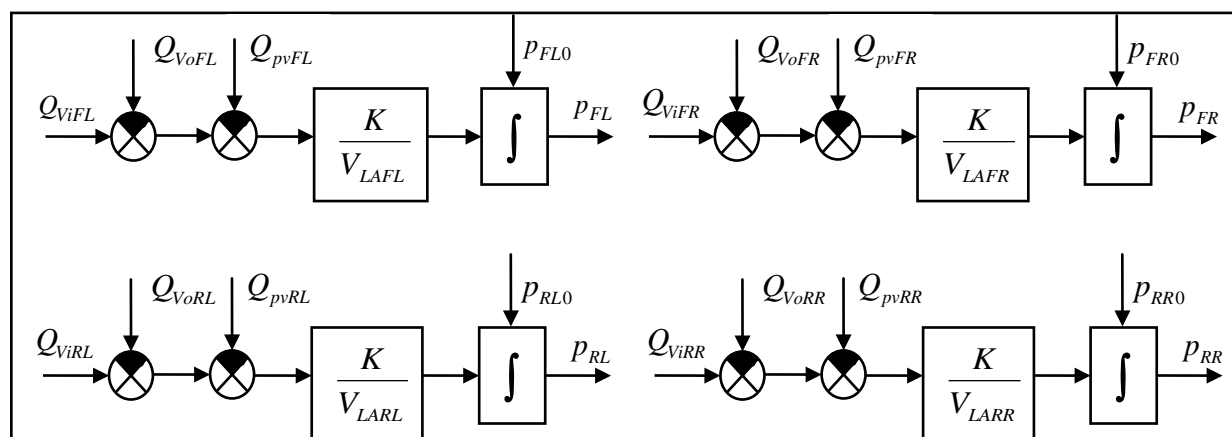
$$\frac{dp_{FL}}{dt} = \frac{K}{V_{LAFL}} \cdot [Q_{viFL} - Q_{voFL} - Q_{pvFL}] \quad [Pa]$$

$$\frac{dp_{RR}}{dt} = \frac{K}{V_{LARR}} \cdot [Q_{viRR} - Q_{voRR} - Q_{pvRR}] \quad [Pa]$$

$K$  = konstanta [N · m<sup>2</sup>]

$$V_{LBFL} = \frac{\pi \cdot d_{LBFL}^2}{4} \cdot l_{LBFL} \quad [m^3]$$

$$V_{LBRR} = \frac{\pi \cdot d_{LBRR}^2}{4} \cdot l_{LBRR} \quad [m^3]$$

**Blokové schéma hydraulických vedení LAFR, LARL, LBFL, LBRR**

Obr. 4.19) Blokové schéma pro jednotlivá hydraulická vedení LAFR, LARL, LBFL, LBRR.

**Hydraulické vedení LA2, LB2**

Hydraulická vedení LA2, LB2 spojují uvnitř hydraulického agregátu, výstupní elektromagnetické ventily s hydrogenerátorem a hydraulickými nízkotlakými akumulátory. V tomto úseku je pomocí výstupních elektromagnetických ventilů, při snižování tlaku na kolech přepouštěna brzdová kapalina do nízkotlakého akumulátoru a hydrogenerátoru. Vstupem do obvodu jsou průtoky výstupních elektromagnetických ventilů. Výstupem pak průtok nízkotlakým akumulátorem a jednocestným vstupním ventilem hydrogenerátoru.

**Použité fyzikální rovnice****č.v. A – okruh****B – okruh****Jed.**

Rovnice tlakového přírůstku:

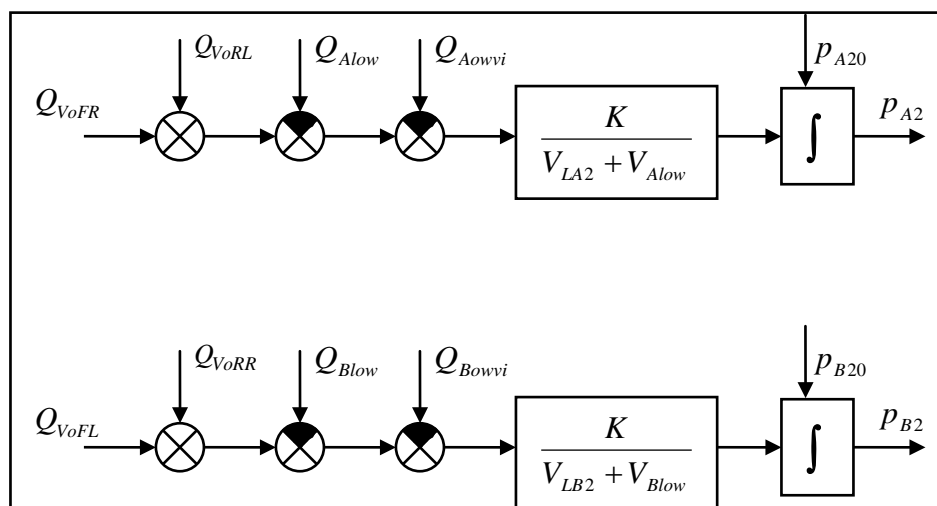
$$(4.45) \quad \frac{dp_{A2}}{dt} = \frac{K}{V_{LA2} + V_{A2ow}} \cdot [Q_{voFR} + Q_{voRL} - Q_{A2ow} - Q_{A2owvi}] \quad [Pa]$$

Modul stlačitelnosti brzdové kapaliny:

 $K = \text{konstanta}$  $K = \text{konstanta}$  $[N \cdot m^2]$ 

Objem potrubí:

$$(4.46) \quad V_{LA2} = \frac{\pi \cdot d_{LA2}^2}{4} \cdot l_{LA2} \quad V_{LB2} = \frac{\pi \cdot d_{LB2}^2}{4} \cdot l_{LB2} \quad [m^3]$$

**Blokové schéma hydraulických vedení LA2, LB2**

Obr. 4.20) Blokové schéma pro jednotlivá hydraulická vedení LA2, LB2.

**Hydraulické vedení LA3, LB3**

Hydraulická vedení LA3, LB3 spojují uvnitř hydraulického agregátu, hydrogenerátor s vysokotlakým akumulátorem a clonou na výstupu k hydraulickému vedení LA1, LB1. V tomto úseku je ve fázi snižování tlaku na kolech, brzdná kapalina navracena pomocí hydrogenerátoru přes vysokotlaký akumulátor a clonu zpět do okruhu. Vstupem do okruhu je průtok z jednocestného ventilu hydrogenerátoru. Výstupem pak průtok vysokotlakým akumulátorem a clonou do okruhu LA1, LB1.

**Použité fyzikální rovnice**č.v. **A – okruh****B – okruh****Jed.**

Rovnice tlakového přírůstku:

$$(4.47) \quad \frac{dp_{A3}}{dt} = \frac{K}{V_{LA3} + V_{Ahigh}} \cdot [Q_{Ahg} + Q_{Ahigh} - Q_{Acl}] \quad \frac{dp_{B3}}{dt} = \frac{K}{V_{LB3} + V_{Bhigh}} \cdot [Q_{Bhg} + Q_{Bhigh} - Q_{Bcl}] \quad [Pa]$$

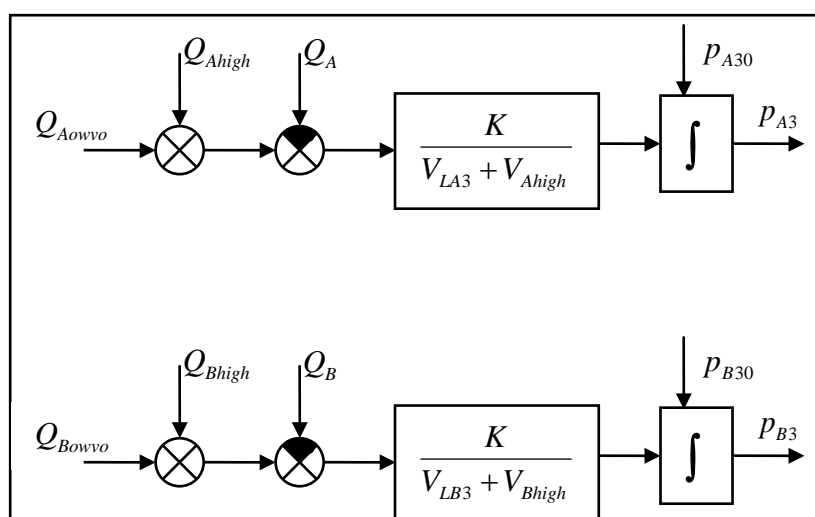
Modul stlačitelnosti brzdové kapaliny:

 $K = \text{konstanta}$  $K = \text{konstanta}$  $[N \cdot m^2]$ 

Objem potrubí:

$$(4.48) \quad V_{LA3} = \frac{\pi \cdot d_{LA3}^2}{4} \cdot l_{LA3}$$

$$V_{LB3} = \frac{\pi \cdot d_{LB3}^2}{4} \cdot l_{LB3} \quad [m^3]$$

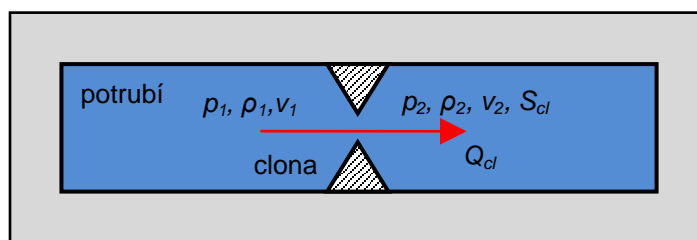
**Blokové schéma hydraulických vedení LA3, LB3**

Obr. 4.21) Blokové schéma pro jednotlivá hydraulická vedení LA3, LB3.

#### 4.4.4 Hydraulická clona

Škrťací clona je mechanický prvek sloužící k omezení průtoku plynů a kapalin. Lze si ji představit jako klasickou clonu užívanou ve fotoaparátu, kdy jde o stěnu (kruhovou či n-úhelníkovou) s kruhovým otvorem, umístěnou uvnitř potrubí. Její výhodou je jednoduchá konstrukce a instalace do stávajícího potrubí a možnost regulace žádaného průtoku.

Dýza se liší od clony tím, že má plynule měnící se průřez. Vtoková hrana je zaoblená, výtoková hrana je rovná. Má tak větší životnost a menší míru opotřebení. Jako u clony se používá k regulaci rychlosti proudění.



Obr. 4.22) Řez hydraulickým vedením s hydraulickou clonou.

Z Bernoulliho rovnice pro rychlost za clonou:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v_1^2 + g \cdot h_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v_2^2 + g \cdot h_2$$

$$(4.49) \quad v_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_1 - p_2}}, \quad v_1 = 0 \quad [m/s]$$

Rovnice pro průtok hydraulickou clonou:

$$(4.50) \quad Q_{cl} = S_{cl} \cdot v_2 = S_{cl} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_1 - p_2}} \quad [m^3/s]$$

#### Použité fyzikální rovnice:

č.v. **A – okruh**

Rovnice pro průtok clonou:

$$(4.51) \quad Q_{Acl} = S_{cl} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{A3} - p_{A1}}}$$

**B – okruh**

$$Q_{Bcl} = S_{cl} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{B3} - p_{B1}}}$$

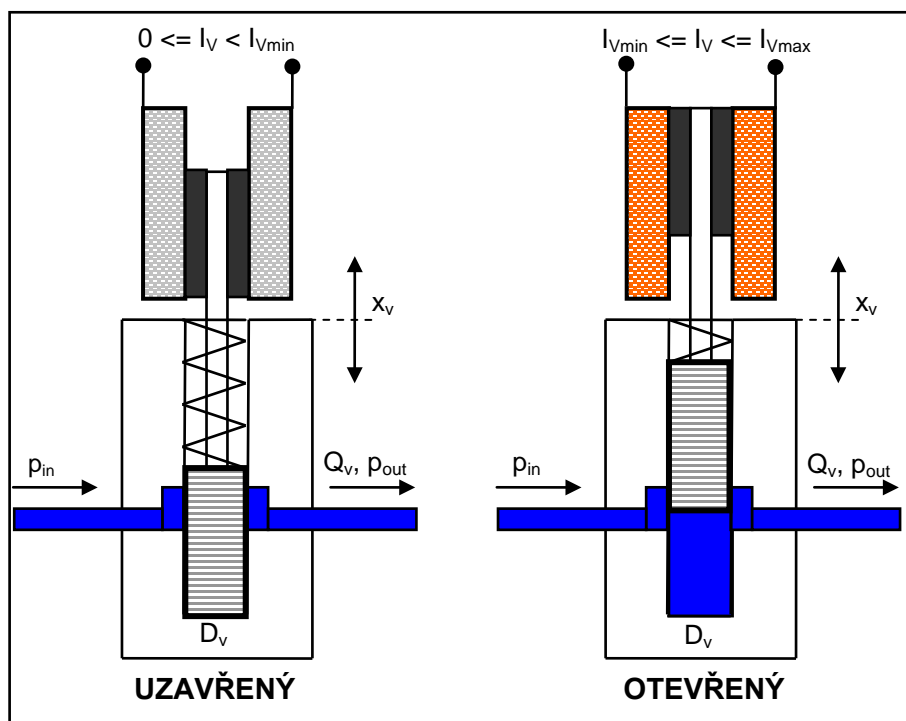
**Jed.**

$[m^3/s]$



#### 4.4.5 Elektromagnetický ventil

Magnetické ventily v systému ABS provádějí modulaci tlaku v brzdových válečcích během regulace ABS. U modelovaného systému jde o tzv. čtyř-kanálovou verzi, pro diagonální rozdělení brzdových okruhů. V každém brzdovém okruhu je brzděno jedno přední kolo a k němu diagonálně ležící kolo zadní. Pro každé kolo jsou použity 2 magnetické ventily. Jeden vstupní a jeden výstupní.



Obr. 4.23) Řez elektromagnetickým ventilem. Přivedením napětí na svorky cívky je pomocí indukovaného proudu v cívce ventil otevřen (výstupní ventil), nebo uzavřen (vstupní ventil).

Z Bernoulliho rovnice pro rychlost za ventilem:

$$\frac{p_{in}}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v_{in}^2 + g \cdot x_v = \frac{p_{out}}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v_{out}^2 + g \cdot x_v$$

$$(4.52) \quad v_{out} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{in} - p_{out}}}, \quad v_{in} = 0 \quad [m/s]$$

Rovnice průtoku ventilu:

$$(4.53) \quad Q_v = S_v \cdot v_{out} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{in} - p_{out}}} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot (x_v(t) \pm x_{v0}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{in} - p_{out}}} \quad [m^3/s]$$

Dynamika šoupátka nahrazena přenosovou funkcí:

$$T_v^2 \frac{d^2 x_v}{dt^2} + 2\xi_v T_v \frac{dx_v}{dt} + x_v = k_v u_v$$

$$(4.54) \quad T_v^2 s^2 X_v(s) + 2\xi_v T_v s X_v(s) + X_v(s) = k_v U_v(s)$$

$$X_v(s) (T_v^2 s^2 + 2\xi_v T_v s + 1) = k_v U_v(s)$$

$$G(s) = \frac{X_v(s)}{U_v(s)} = \frac{k_v}{T_v^2 s^2 + 2\xi_v T_v s + 1}$$

$$(4.55) \quad k_v = \frac{x_{vMax}}{u_{vMax}}, T_v = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}, \xi_v = \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad \left[\frac{m}{V}\right], [s], [-]$$

### Vstupní a výstupní elektromagnetický ventil

Vstupní elektromagnetický ventil kontroluje systémový tlak mezi hlavním tandemovým brzdovým válcem a brzdovým válečkem na kole. Ventil je v klidovém stavu otevřen. Výstupní elektromagnetický ventil kontroluje systémový tlak mezi brzdovým válečkem a hydrogenerátorem. Ventil je v klidovém stavu uzavřen.

### Použité fyzikální rovnice

#### č.v. A – okruh

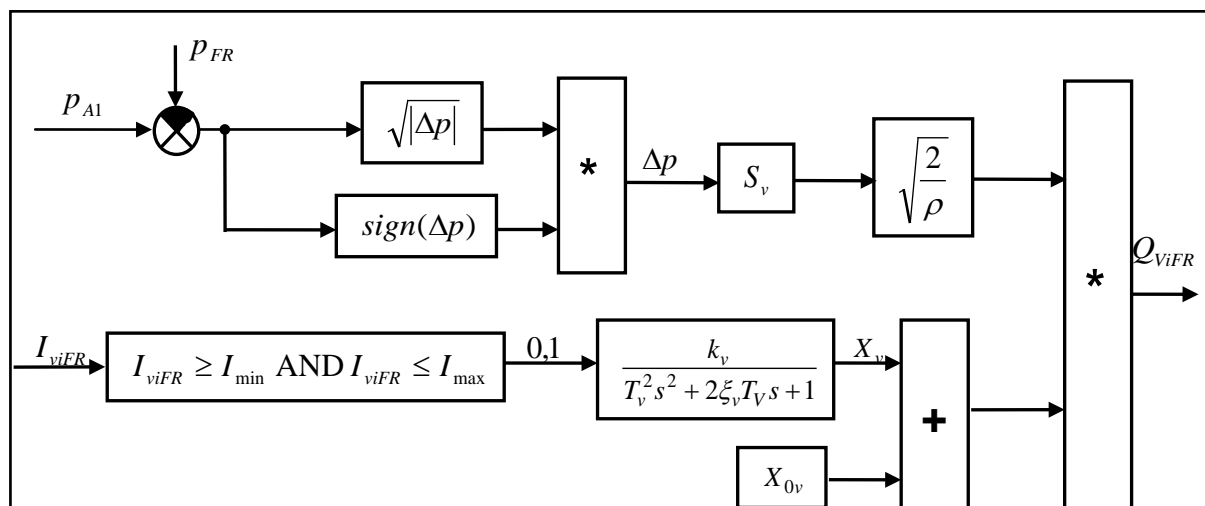
Rovnice průtoku vstupních ventilů:

$$(4.56) \quad Q_{viFR} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{viFR}(t) - x_{viFR0}) \cdot \sqrt{|p_{A1} - p_{FR}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad Q_{viFL} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{viFL}(t) - x_{viFL0}) \cdot \sqrt{|p_{B1} - p_{FL}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3 / s]$$

$$(4.57) \quad Q_{viRL} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{viRL}(t) - x_{viRL0}) \cdot \sqrt{|p_{A1} - p_{RL}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad Q_{viRR} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{viRR}(t) - x_{viRR0}) \cdot \sqrt{|p_{B1} - p_{RR}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3 / s]$$

#### B – okruh

#### Jed.



Obr. 4.24) Blokové schéma vstupního elektromagnetického ventilu pro přední pravé kolo.

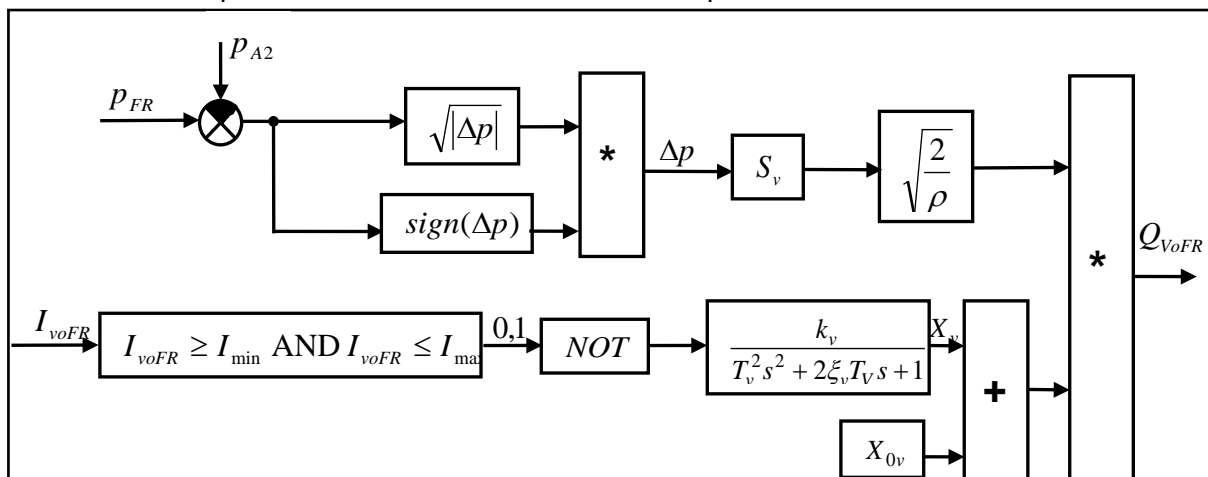
Rovnice průtoku výstupních ventilů:

$$(4.58) \quad Q_{voFR} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{voFR}(t) - x_{voFR0}) \cdot \sqrt{|p_{FR} - p_{A2}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad Q_{voFL} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{voFL}(t) - x_{voFL0}) \cdot \sqrt{|p_{FL} - p_{B2}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3 / s]$$

$$(4.59) \quad Q_{voRL} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{voRL}(t) - x_{voRL0}) \cdot \sqrt{|p_{RL} - p_{A2}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad Q_{voRR} = S_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{voRR}(t) - x_{voRR0}) \cdot \sqrt{|p_{RR} - p_{B2}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3 / s]$$

Plocha průtoku:

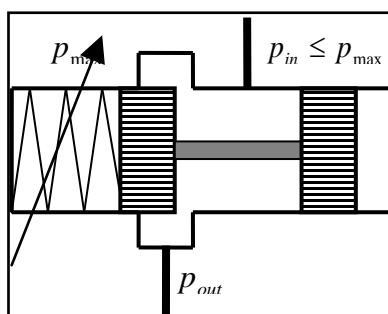
$$(4.60) \quad S_v = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad S_v = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad [m^2]$$



Obr. 4.25) Blokové schéma výstupního elektromagnetického ventilu pro přední pravé kolo.

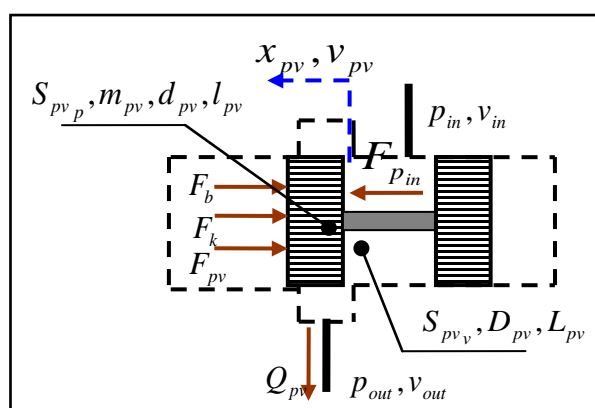
#### 4.4.6 Rychlý redukční ventil

Rychlý redukční ventil (pojistný ventil), slouží k jištění proti přetížení hydraulického obvodu. Otevírá se pouze při dosažení maximálního jištěného tlaku a výše **Chyba!** **Objekty nemohou být vytvořeny úpravami kódů polí..** Z hlediska statických vlastností musí splňovat malou závislost tlaku na průtoku. Z dynamického hlediska musí být dostatečně rychlý v celé pracovní oblasti a reagovat na vznik tlakových špiček.



Obr. 4.26) Jednostupňový pojistný ventil.

#### Silový rozbor pojistného ventilu



Obr. 4.27) Silový rozbor jednocestného ventilu.

Z Bernoulliho rovnice pro rychlost za pojistným ventilem:

$$\frac{p_{in}}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v_{in}^2 + g \cdot x_{pv} = \frac{p_{out}}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v_{out}^2 + g \cdot x_{pv}$$
$$(4.61) \quad v_{out} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{in} - p_{out}}}, \quad v_{in} = 0 \quad [m/s]$$

Rovnice průtoku pojistného ventilu:

$$(4.62) \quad Q_{pv} = S_{pv} \cdot v_{out} = S_{pv} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{in} - p_{out}}} = \frac{\pi \cdot D_{pv}^2}{4} \cdot (x_{pv}(t) \pm x_{pv0}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{in} - p_{out}}} \quad [m^3/s]$$

Síla vyvinutá tlakem systému:

$$(4.63) \quad F_{in} = S_{pv_p} \cdot p_{in}(t) \quad [N]$$

Tuhost pružiny:

$$(4.64) \quad F_k = k_{pv} \cdot x_{pv}(t) \quad [N]$$

Síla předepnuté pružiny definující maximální tlak okruhu:

$$(4.65) \quad F_{pv} = S_{pv_p} \cdot p_{max}$$

Síla vyvolaná tlumením kapaliny a třením:

$$(4.66) \quad F_b = b_{pv} \cdot \dot{x}_{pv}(t) \quad [N]$$

Tuhost pružiny (nastavení na jistěný tlak okruhu):

$$(4.67) \quad k_{pv} = \frac{p_{pv_{max}} \cdot S_{pv_p}}{x_{pv_{max}}(t)} \quad [N/m]$$

Plocha šoupátka:

$$(4.68) \quad S_{pv_p} = \frac{\pi \cdot D_{pv}^2}{4} \quad [m^2]$$

Hmotnost šoupátka:

$$(4.69) \quad m_{pv} = \frac{\pi \cdot d_{pv}^2}{4} \cdot l_{pv_p} \cdot \rho_{pv} \quad [kg]$$

Pohybová rovnice šoupátka:

$$(4.70) \quad m_{pv} \cdot \ddot{x}_{pv}(t) = F_{in} - F_{pv} - F_b - F_k$$
$$m_{pv} \cdot \ddot{x}_{pv}(t) = F_{in} - F_{pv} - k_{pv} \cdot x_{pv}(t) - b_{pv} \cdot \dot{x}_{pv}(t)$$
$$m_{pv} \cdot \ddot{x}_{pv}(t) + b_{pv} \cdot \dot{x}_{pv}(t) + k_{pv} \cdot x_{pv}(t) = F_{in} - F_{pv}$$

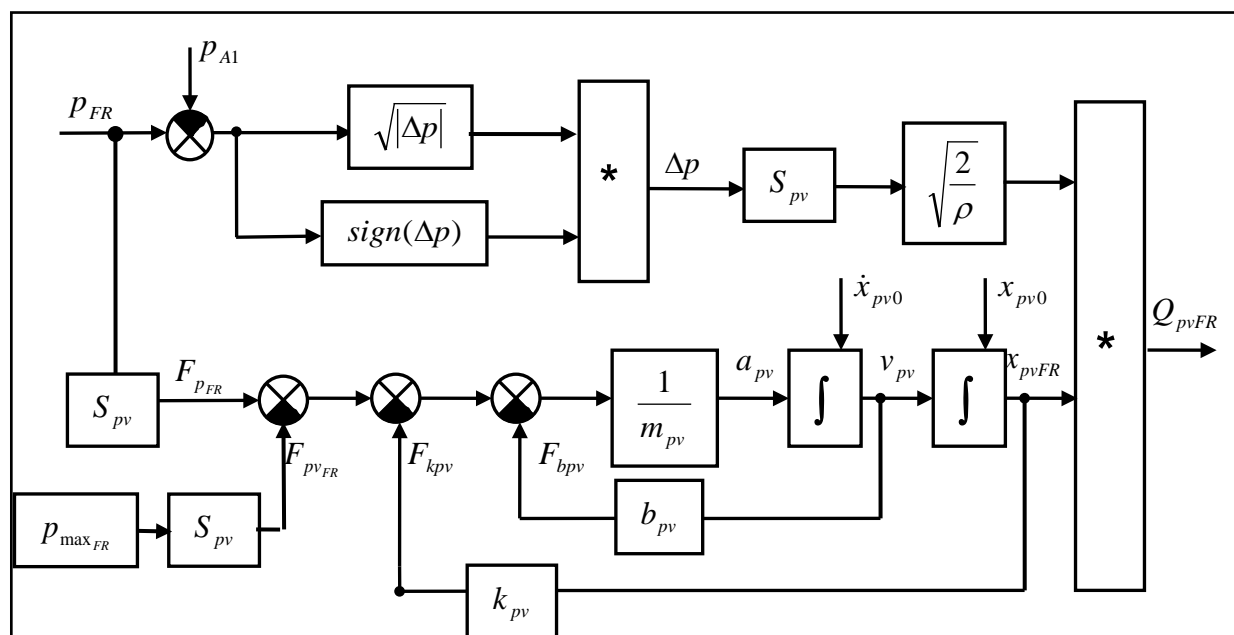
Převod L-transformací na přenos pohybu šoupátka:

$$(4.71) \quad m_{pv} \cdot Y(s)s^2 + b_{pv} \cdot Y(s)s + k_{pv} \cdot Y(s) = (F_{in} - F_{pv})U(s)$$
$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{F_{in} - F_{pv}}{m_{pv}s^2 + b_{pv}s + k_{pv}} \quad [m]$$

**Použité fyzikální rovnice****č.v. A – okruh****B – okruh****Jed.***Rovnice průtoků jednotlivých pojistných ventilů:*

$$(4.72) \quad Q_{pvFR} = S_{pv_v} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{pvFR}(t) - x_{pvFR0}) \cdot \sqrt{|p_{FR} - p_{A1}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad Q_{pvFL} = S_{pv_v} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{pvFL}(t) - x_{pvFL0}) \cdot \sqrt{|p_{FL} - p_{B1}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3 / s]$$

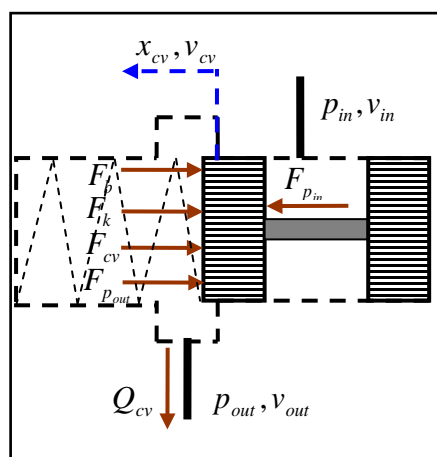
$$(4.73) \quad Q_{pvRL} = S_{pv_v} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{pvRL}(t) - x_{pvRL0}) \cdot \sqrt{|p_{RL} - p_{A1}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad Q_{pvRR} = S_{pv_v} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{pvRR}(t) - x_{pvRR0}) \cdot \sqrt{|p_{RR} - p_{B1}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3 / s]$$

**Blokové schéma pojistného ventilu**

Obr. 4.28) Blokové schéma pojistného ventilu předního pravého kola FR.

#### 4.4.7 Jednocestný ventil

Zpětný ventil je ventil, který díky své konstrukci propouští kapalinu pouze v jednom směru. Konstrukce je většinou mechanická, kdy je kuželka tlačena do sedla ventilu pomocí tlačné pružiny. Tlak kapaliny v propustném směru odtlačí kuželku od sedla ventilu a dojde k průtoku kapaliny. V případě systému ABS se jedná o zpětný ventil zapojený paralelně ke vstupnímu ventilu. Ten se při uvolnění brzdového pedálu a tím i poklesu tlaku v prostoru mezi hlavním brzdovým válcem a vstupním ventilem otevře a zajistí tak, díky zvětšení průřezu průtoku brzdové kapaliny její rychlejší návrat zpět k hlavnímu brzdovému válci. Tímto dojde k rychlejšímu poklesu tlaku na kole. Další funkcí, kterou plní tento zpětný ventil je funkce bezpečnostního ventilu. Dojde-li k poruše na vstupním ventilu a ten zůstane i přes jeho deaktivaci uzavřen, pak je možné uvolnění brzděného kola jen díky tomuto ventilu.

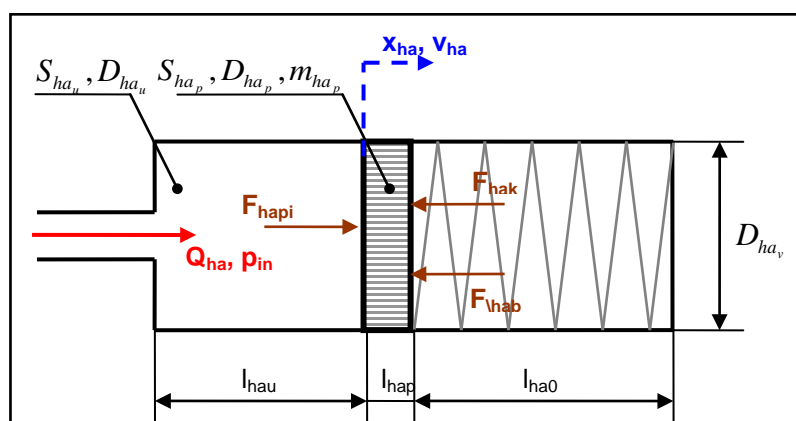


Obr. 4.29) Silový rozbor jednocestného ventilu.

#### 4.4.8 Hydraulický akumulátor

Hlavním úkolem hydraulického akumulátoru je rychlá absorpce (tlumení) hydraulické kapaliny při zpětném čerpání hydrogenerátorem, ale také plní funkci zásobníku brzdové kapaliny, při jejím okamžitém nedostatku. V systému jsou použity dva druhy hydraulických akumulátorů nízkotlaký a vysokotlaký akumulátor. Liší se v nastavení tuhosti vratné pružiny pístu akumulátoru.

##### Fyzikální popis hydraulického akumulátoru:



Obr. 4.30) Hydraulický pružinový akumulátor.

*Rovnice průtoku hydraulického akumulátoru:*

$$(4.74) \quad Q_{ha} = S_{ha_u} \cdot \dot{x}_{ha}(t) \quad [m^3 / s]$$

*Plocha zásobníkové komory akumulátoru:*

$$(4.75) \quad S_{ha_u} = \frac{\pi \cdot D_{ha_u}^2}{4} \quad [m^2]$$

*Objem zásobníkové komory akumulátoru:*

$$(4.76) \quad V_{ha_u} = S_{ha_u} \cdot (l_{ha_u} + x_{ha}(t)) \quad [m^3]$$

*Hmotnost pístu:*

$$(4.77) \quad m_{ha_p} = V_{ha_p} \cdot \rho_{ha_p} \quad [kg]$$

*Objem pístu:*

$$(4.78) \quad V_{ha_p} = \frac{\pi \cdot D_{ha_p}^2}{4} \cdot l_{ha_p} \quad [m^3]$$

*Pohybová rovnice pístu akumulátoru:*

$$(4.79) \quad m_{ha_p} \cdot \ddot{x}_{ha}(t) = F_{ha_{pin}} - F_{ha_b} - F_{ha_k}$$
$$\ddot{x}_{ha}(t) = \frac{1}{m_{ha_p}} [F_{ha_{pin}} - F_{ha_b} - F_{ha_k}] \quad [m / s^2]$$

### Použité fyzikální rovnice

**č.v.    A – okruh**

**B – okruh**

**Jed.**

*Pohybové rovnice hydraulických akumulátorů:*

$$(4.80) \quad \ddot{x}_{A_{low}}(t) = \frac{1}{m_{A_{low}}} [F_{p_{A2}} - F_{b_{A_{low}}} - F_{k_{A_{low}}}] \quad \ddot{x}_{B_{low}}(t) = \frac{1}{m_{A_{low}}} [F_{p_{B2}} - F_{b_{B_{low}}} - F_{k_{B_{low}}}] \quad [m / s^2]$$

$$(4.81) \quad \ddot{x}_{A_{high}}(t) = \frac{1}{m_{A_{high}}} [F_{p_{A3}} - F_{b_{A_{high}}} - F_{k_{A_{high}}}] \quad \ddot{x}_{B_{high}}(t) = \frac{1}{m_{B_{high}}} [F_{p_{B3}} - F_{b_{B_{high}}} - F_{k_{B_{high}}}] \quad [m / s^2]$$

*Rovnice průtoků hydraulických akumulátorů:*

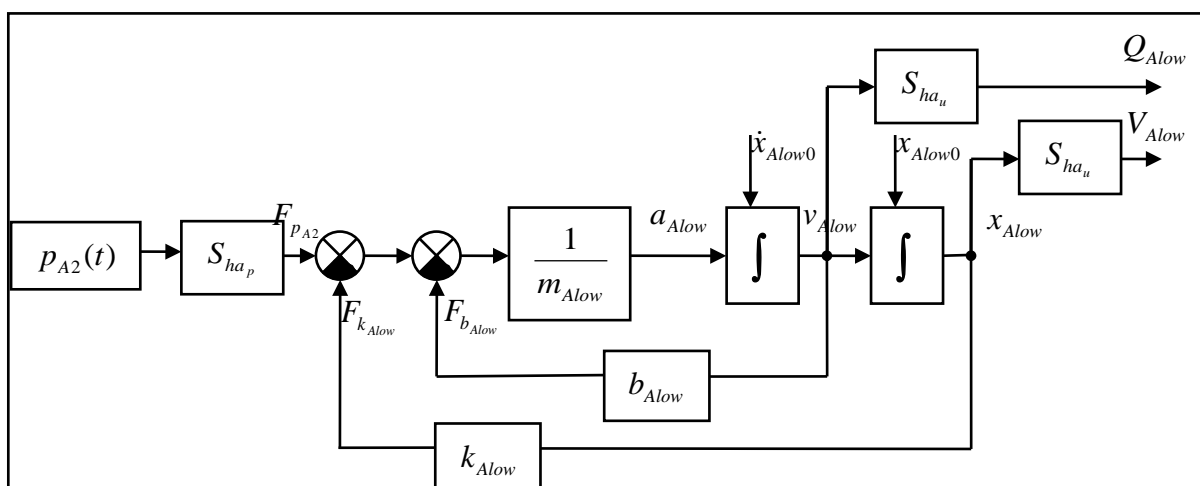
$$(4.82) \quad Q_{A_{low}} = S_{ha_u} \cdot \dot{x}_{A_{low}}(t) \quad Q_{B_{low}} = S_{ha_u} \cdot \dot{x}_{B_{low}}(t) \quad [m^3 / s]$$

$$(4.83) \quad Q_{A_{high}} = S_{ha_u} \cdot \dot{x}_{A_{high}}(t) \quad Q_{B_{high}} = S_{ha_u} \cdot \dot{x}_{B_{high}}(t) \quad [m^3 / s]$$

*Rovnice objemů zásobníkové komory:*

$$(4.84) \quad V_{A_{low}} = S_{ha_u} \cdot x_{A_{low}}(t) \quad V_{B_{low}} = S_{ha_u} \cdot x_{B_{low}}(t)$$

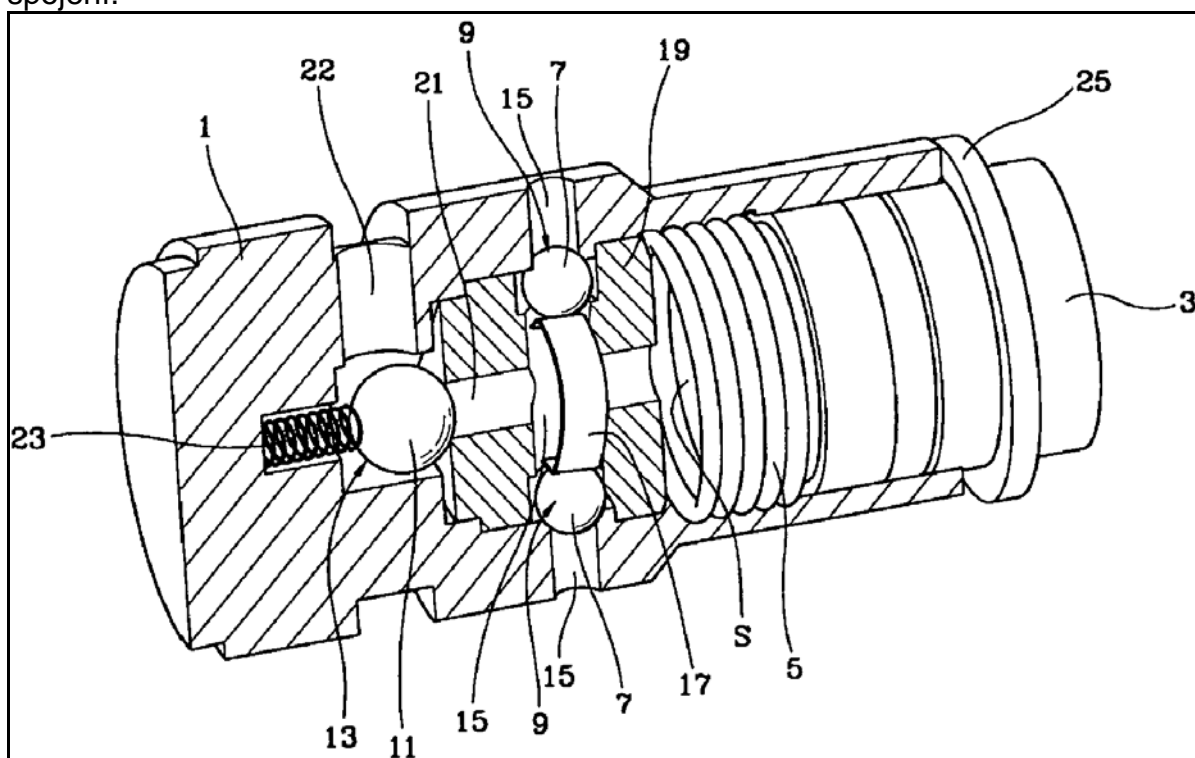
$$(4.85) \quad V_{A_{high}} = S_{ha_u} \cdot x_{A_{high}}(t) \quad V_{B_{high}} = S_{ha_u} \cdot x_{B_{high}}(t)$$

**Blokové schéma hydraulického akumulátoru**

Obr. 4.31) Blokové schéma nízkotlakého hydraulického akumulátoru pro okruh A.

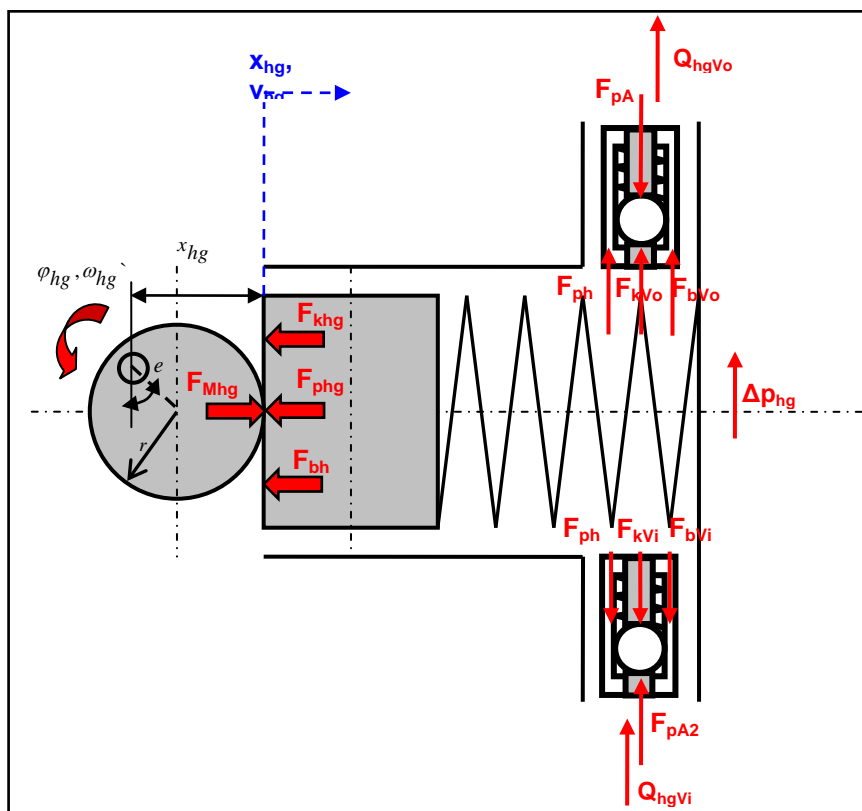
**4.4.9 Pístový hydrogenerátor**

Hydraulický generátor zajišťuje zpětnou dodávku brzdové kapaliny, během fáze snižování tlaku na kolech. Je zdrojem konstantní tlakové energie. Čerpadlo je dvoukruhové, s volným pístem, a je poháněno elektrickým motorem s konstantními otáčkami. Písty nejsou spojeny s elektrickým motorem, nýbrž jsou poháněny vačkou, a to pouze v době, kdy je v čerpadle brzdová kapalina. Čerpadlo může tedy kapalinu pouze vytlačovat a nikoliv nasávat. Mezi motorem a čerpadlem není mechanické spojení.



Obr. 4.32) Pístový hydraulický generátor [US Patent, No. US 7.367.788 B2] (S)-prostor pro vytlačenou kapalinu z hydrogenerátoru 1-tělo hydrogenerátoru, 3-píst hydrogenerátoru poháněný vačkou od DC motoru, 5-vratná pružina pístu, 7-kuličky vstupních ventilů, 9-vstupní ventily, 11-kulička výstupního ventilu, 13-výstupní ventil, 15-vstupní kanál, 17-vratná pružina vstupních ventilů, 19-vnitřek hydrogenerátoru, 21-výstupní kanál, 22-výstupní otvor hydrogenerátoru, 23-vratná pružina výstupního ventilu, 25-uzávěr.



**Fyzikální popis hydraulického čerpadla**

Obr. 4.33) Principiální schéma hydraulického generátoru.

**Mechanická část hydrogenerátoru****č.v.      A – okruh****B – okruh****Jed.**

Úhel natočení vačky:

$$(4.86) \quad \varphi_{hg} = \omega_m \cdot t$$

[rad / s]

Poloha, rychlost a zrychlení pístu:

$$(4.87) \quad x_{hg}(t) = r + e \cdot \sin(\omega_m \cdot t)$$

[m]

$$\dot{x}_{hg}(t) = e \cdot \omega_m \cdot \cos(\omega_m \cdot t)$$

[m / s]

$$\ddot{x}_{hg}(t) = -e \cdot \omega_m^2 \cdot \sin(\omega_m \cdot t)$$

[m / s<sup>2</sup>]

Pohybová rovnice pístu hydrogenerátoru:

$$(4.88) \quad m_{hg} \cdot \ddot{x}_{hg}(t) = F_{Mhg} - F_{phg} - F_{khg} - F_{bhg}$$

$$\ddot{x}_{hg}(t) = \frac{1}{m_{hg}} \cdot [F_{Mhg} - F_{phg} - F_{khg} - F_{bhg}]$$

[m / s<sup>2</sup>]

Hmotnost pístu:

$$(4.89) \quad m_{hg} = \frac{\pi \cdot d_{hg}^2}{4} \cdot l_{hg} \cdot \rho_{hg} \quad [kg]$$

Síla vyvozená tlakem brzdové kapaliny:

$$(4.90) \quad F_{phg} = S_{hg} \cdot p_{hg}(t) \quad [N]$$

Síla vyvozená stlačením vratné pružiny:

$$(4.91) \quad F_{bhg} = k_{hg} \cdot x_{hg}(t) \quad [N]$$

Síla vyvozená tlumením kapaliny a třením:

$$(4.92) \quad F_{kbg} = b_{hg} \cdot \dot{x}_{hg}(t) \quad [N]$$

Síla vyvozená pístem od vačky motoru:

$$(4.93) \quad F_{Mhg} = \frac{M_{hg}}{e \cdot \sin(\varphi_{hg})} \quad [N]$$

### Hydraulická část hydrogenerátoru

Průtok hydrogenerátoru:

$$(4.94) \quad Q_{hg} = S_{hg} \cdot \dot{x}_{hg}(t) = \frac{\pi \cdot D_{hg}^2}{4} \cdot \dot{x}_{hg}(t) \quad [m^3/s]$$

Objem hydrogenerátoru:

$$(4.95) \quad V_{hg} = S_{hg} \cdot (l_{hg} - \dot{x}_{hg}(t)) \quad [m^3]$$

Tlak v hydrogenerátoru:

$$(4.96) \quad \frac{dp_{hg}}{dt} = \frac{K}{V_{hg}} [Q_{hg} + Q_{hgVi} - Q_{hgVo}] \quad [Pa]$$

Moment hydrogenerátoru:

$$(4.97) \quad M_{hg} = F_{Mhg} \cdot e \cdot \sin(\omega_m \cdot t) \quad [Nm]$$

Průtok vstupním jednocestným ventilem hydrogenerátoru:

$$(4.98) \quad Q_{hgVi} = S_{hgVi} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{hgVi}(t) - x_{hgVi0}) \cdot \sqrt{|p_{A2} - p_{hg}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3/s]$$

Průtok výstupním jednocestným ventilem hydrogenerátoru:

$$(4.99) \quad Q_{hgVo} = S_{hgVo} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (x_{hgVo}(t) - x_{hgVo0}) \cdot \sqrt{|p_{hg} - p_{A3}|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad [m^3/s]$$

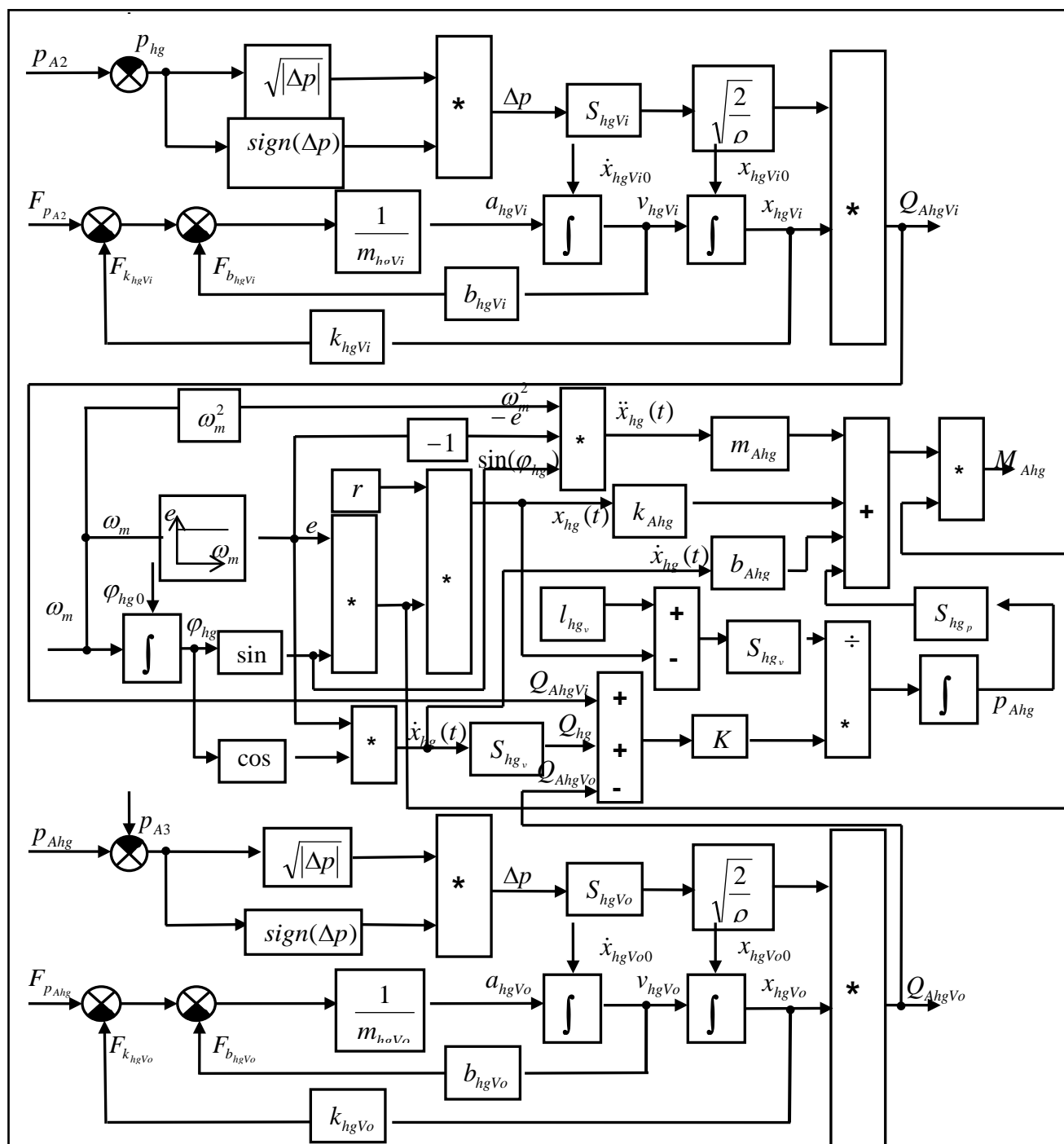
Diferenciální rovnice šoupátka vstupního ventilu hydrogenerátoru:

$$(4.100) \quad \ddot{x}_{hgVi}(t) = \frac{1}{m_{hgVi}} [F_{pA2} - F_{phg} - F_{kVi} - F_{bVi}] \quad [m/s^2]$$

Diferenciální rovnice šoupátka výstupního ventilu hydrogenerátoru:

$$(4.101) \quad \ddot{x}_{hgVo}(t) = \frac{1}{m_{hgVo}} [F_{phg} - F_{pA} - F_{kVo} - F_{bVo}] \quad [m/s^2]$$

### Blokové schéma hydraulického akumulátoru

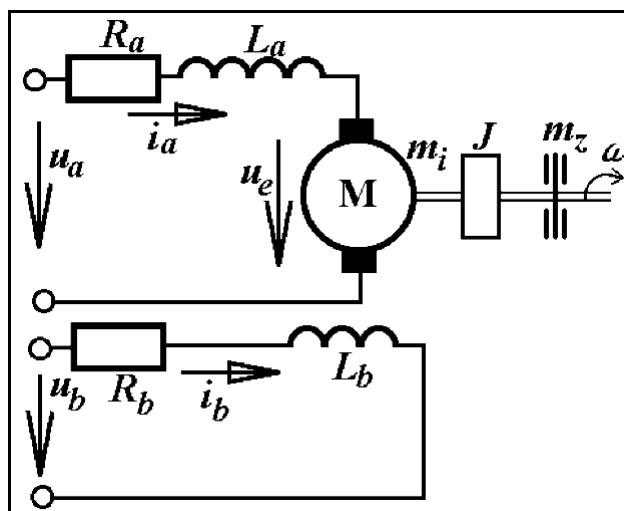


Obr. 4.34] Blokové schéma hydrogenerátoru pro okruh A.

#### 4.4.10 Stejnosměrný elektromotor

Stejnosměrný motor slouží jako pohon hydraulického pístového generátoru, s nímž není pevně spojen, ale pohání píst pomocí excentrické vačky. Je ovládán ECU ABS. Pro simulaci byly použity parametry DC motoru firmy ATAS, typ P2TV446. Jedná se o stejnosměrný motor s permanentními magnety.

##### Náhradní schéma stejnosměrného motoru



Obr. 4.35) Náhradní schéma stejnosměrného elektromotoru.

##### **Elektrická část DC motoru**

Diferenciální rovnice pro obvod rotoru (kotvy):

$$(4.102) \quad u_a = R_a \cdot i_a + L_a \frac{di_a}{dt} + u_e \quad [A]$$

$$\frac{di_a}{dt} = \frac{1}{L_a} \cdot [u_a - u_e - R_a \cdot i_a]$$

Napětí DC motoru:

$$(4.103) \quad u_e = k \cdot \Phi \cdot n, \quad u_e = k \cdot \Phi \cdot \omega \quad [V]$$

Konstanta motoru:

$$(4.104) \quad \xi = k \cdot \Phi \quad [-]$$

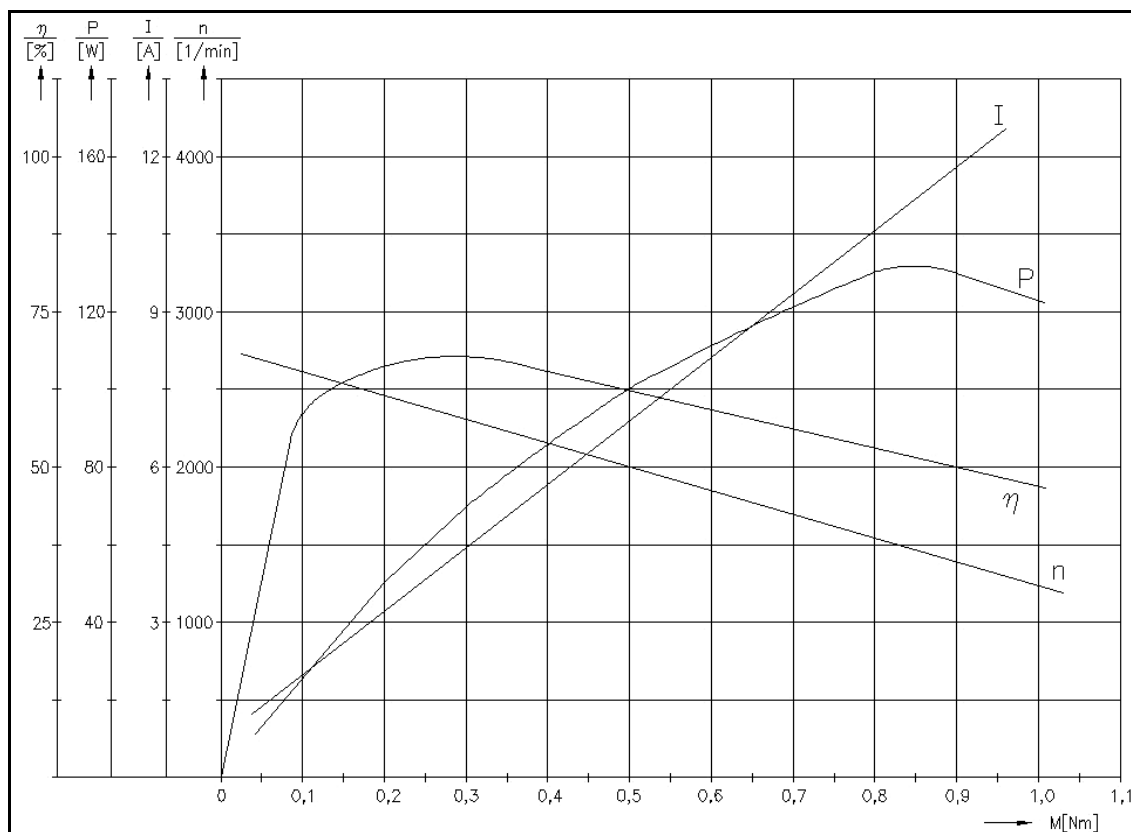
$$k = \frac{N_v \cdot p}{60 \cdot a}, \quad k = \frac{N_v \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot a}$$

Konstanta motoru, neznáme-li parametry ze vzorce (4.83), ale máme k dispozici momentovou charakteristiku

viz (Obr. 4.36). Indukce je v ustáleném stavu nulová.

$$(4.105) \quad u_a = R_a \cdot i_{a1} + \xi \cdot n_1$$

$$u_a = R_a \cdot i_{a2} + \xi \cdot n_2$$



Obr. 4.36) Momentová charakteristika DC motoru ATAS P2TV446.

Vyjádření vzorce pro výpočet konstanty motoru:

$$(4.106) \quad \xi = \frac{u_a - R_a \cdot i_{a_2}}{n_2} \quad [-]$$

Vyjádření vzorce pro výpočet odporu vinutí kotvy:

$$(4.107) \quad u_a = R_a \cdot i_{a_1} + \frac{u_a - R_a \cdot i_{a_2}}{n_2} \cdot n_1 \Rightarrow R_a$$

$$R_a = \frac{u_a - \frac{u_a \cdot n_1}{n_2}}{i_{a_1} - \frac{i_{a_2} \cdot n_1}{n_2}} \quad [\Omega]$$

Diferenciální rovnice pro budící obvod:

$$(4.108) \quad u_b = R_b i_b + L_b \frac{di_b}{dt}$$

$$\frac{di_b}{dt} = \frac{1}{L_b} [u_b - R_b i_b] \quad [H]$$

Moment DC motoru:

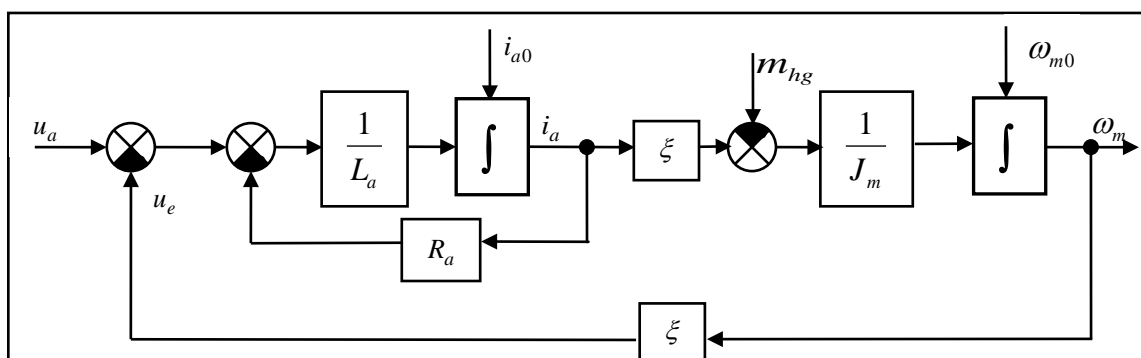
$$(4.109) \quad m_i = \xi \cdot i_a \quad [Nm]$$

**Mechanická část DC motoru**

Pohybová rovnice DC motoru:

$$(4.110) \quad m_i = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + m_z$$

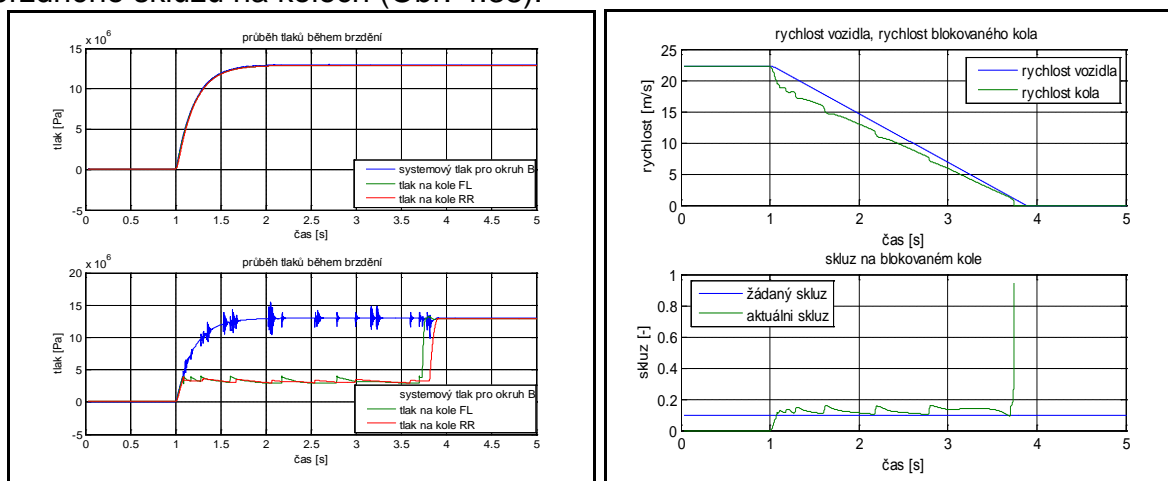
$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{1}{J_m} [\xi \cdot i_a - m_z] \quad [\text{rad} / \text{s}^2]$$

**Blokové schéma stejnosměrného motoru s konstantním buzením:**

Obr. 4.37) Blokové schéma stejnosměrného motoru s konstantním buzením.

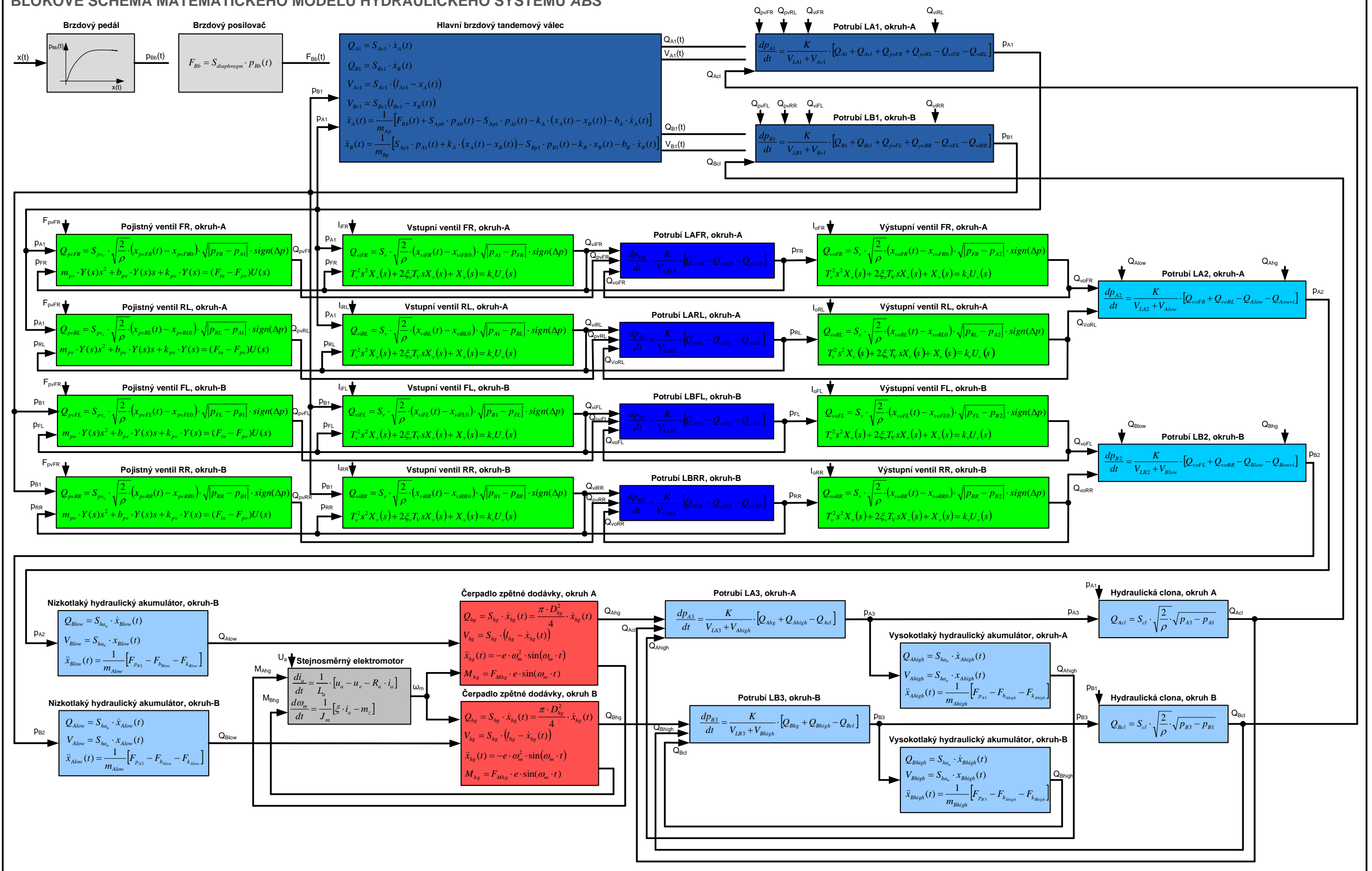
**4.5 Simulační model hydraulického systému ABS**

Matematický model hydraulického systému ABS, je realizován v prostředí Matlab-Simulink. Model se skládá z prvků hydraulického systému, jak byly popsány výše. Simulační model se vyznačuje vysokou dynamikou systému a z tohoto důvodu je simulace prováděna krokem řešení 0,1 [ms]. Reálný systém sám o sobě pracuje s rychlou odezvou 1 [ms]. Pro numerické řešení diferenciálních rovnic systému, byla zvolena metoda Rungeho-Kutta (ode4). Aby bylo možné tento systém spojit s modelem vozidla a provozovat na kroku řešení (vzorkovací periodě) 1 [ms], což je standard pro simulace HiL, bylo třeba celý subsystém volat s vzorkovací periodou 1[ms]. Krok řešení integračních členů však zůstal na hodnotě 0.1 [ms]. Ukázka simulace panického brzdění s výstupy hydraulických tlaků jednotlivých kol a brzdného skluzu na kolech (Obr. 4.38).



Obr. 4.38) Ukázka simulace hydraulického systému ABS s brzdními tlaky a rychlostmi jednotlivých kol.

# BLOKOVÉ SCHÉMA MATEMATICKÉHO MODELU HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU ABS



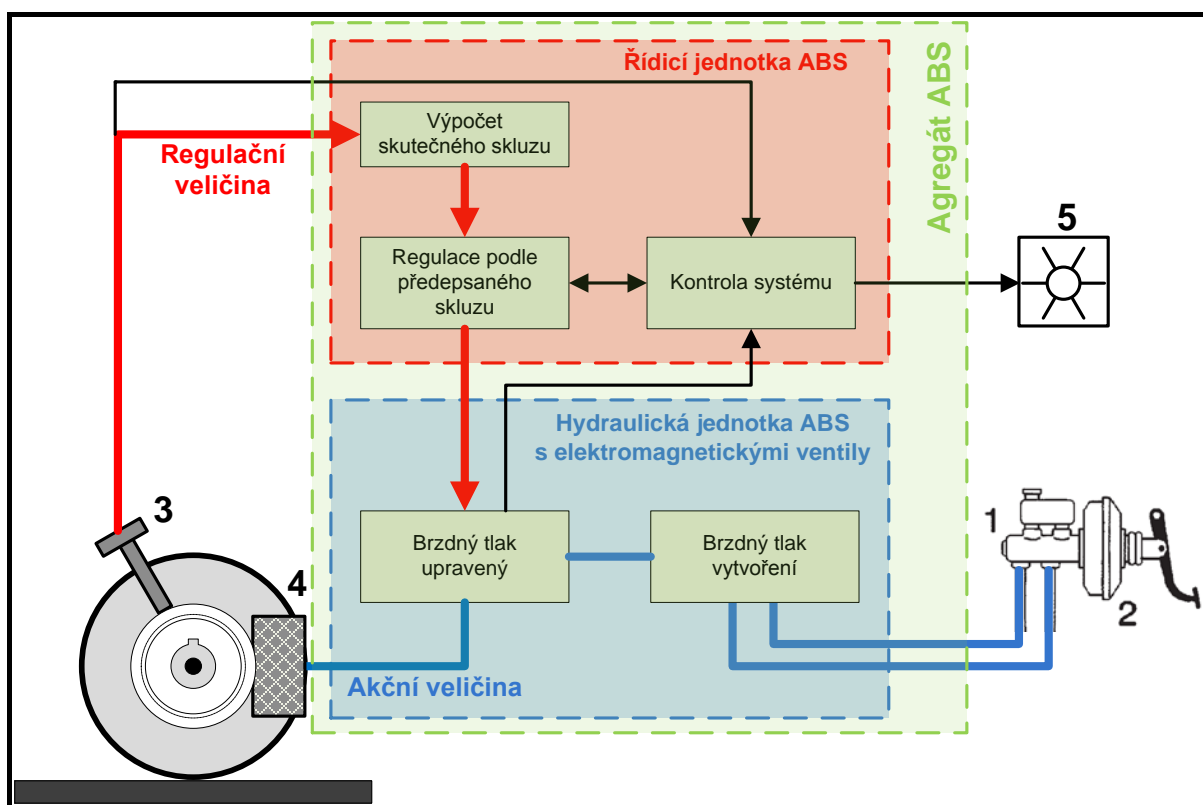
Obr. 4.39) Blokové schéma matematického modelu hydraulického systému ABS.

## 5 Regulace ABS

Na systém ABS jako celek jsou kladeny vysoké požadavky, zejména v oblasti bezpečné dynamiky brzdění a techniky brzdové soustavy. ABS musí zajišťovat stabilitu a ovladatelnost vozidla, při různých stavech vozovky od suché přes mokrou až po zledovatělý povrch. Důležitým pravidlem ABS je, že stabilita jízdy a ovladatelnost vozu jsou vždy upřednostněny před délkou brzdné dráhy. Dalším důležitým kritériem regulace ABS je rychlá odezva na změny (změna adheze vozovky, výskyt nerovností na povrchu vozovky či vznik aquaplaningu) a přizpůsobení regulačního cyklu těmto podmínkám. Oblast regulace ABS takto pracuje v celém rozsahu rychlostí až do tzv. dolní mezní rychlosti okolo 1 [km/h], kde se již nepočítá s kritickou dráhou do zastavení vozidla. Spolehlivost a funkčnost ABS je neustále kontrolována „sledovacím obvodem“ ECU. Je-li zjištěna závada ABS, systém je vypnut, ale funkce brzd je zachována. Řidič je pomocí kontrolky informován, že má k dispozici pouze základní brzdovou soustavu.

### 5.1 Regulační obvod ABS

Regulační obvod ABS (Obr. 5.1) je tvořen následujícími částmi:



Obr. 5.1) Regulační obvod ABS: 1- hlavní brzdový válec s vyrovnávací nádrží, 2-posilovač brzd, 3-snímač otáček kola, 4-brzdový váleček kola, 5-kontrolka. [ROBERT BOSCH 2001].

#### Regulovaná soustava

- vozidlo s brzdami na jednotlivých kolech,
- kolo a třecí poměry mezi dvojicí pneumatika/vozovka.



**Rušivé veličiny v regulačním obvodu**

- změny přenosu síly pneumatiky na vozovku vlivem rozdílných povrchů vozovky, adheze, nebo rozdílné zatížení kol v zatáčce,
- odchylky kruhovitosti kol v důsledku podhuštění pneumatik nebo špatného stavu pneumatik,
- rozdílné tlaky v brzdových okruzích, snížení účinnosti brzd.

**Prostředky pro snímání a zpracování veličin regulace ABS**

- snímače otáček kol,
- řídicí jednotka ABS.

**Informační veličiny**

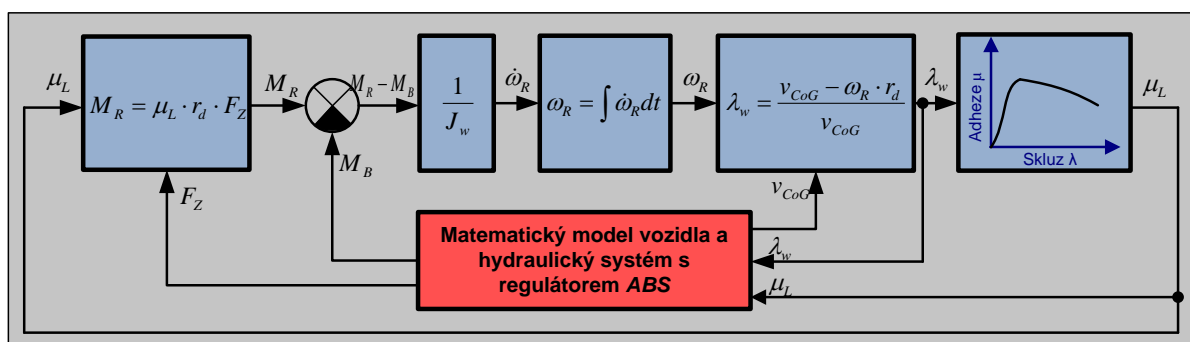
- otáčky kola a z nich odvozený skluz kola, obvodové zrychlení kola a obvodové zpomalení kola.

**Řídicí veličina**

- síla vyvolaná sešlápnutím brzdového pedálu a umocněna zesílením brzdového posilovače.

**Regulovaná veličina**

- brzdny tlak v brzdových válečcích za pomoci elektromagnetických ventilů.

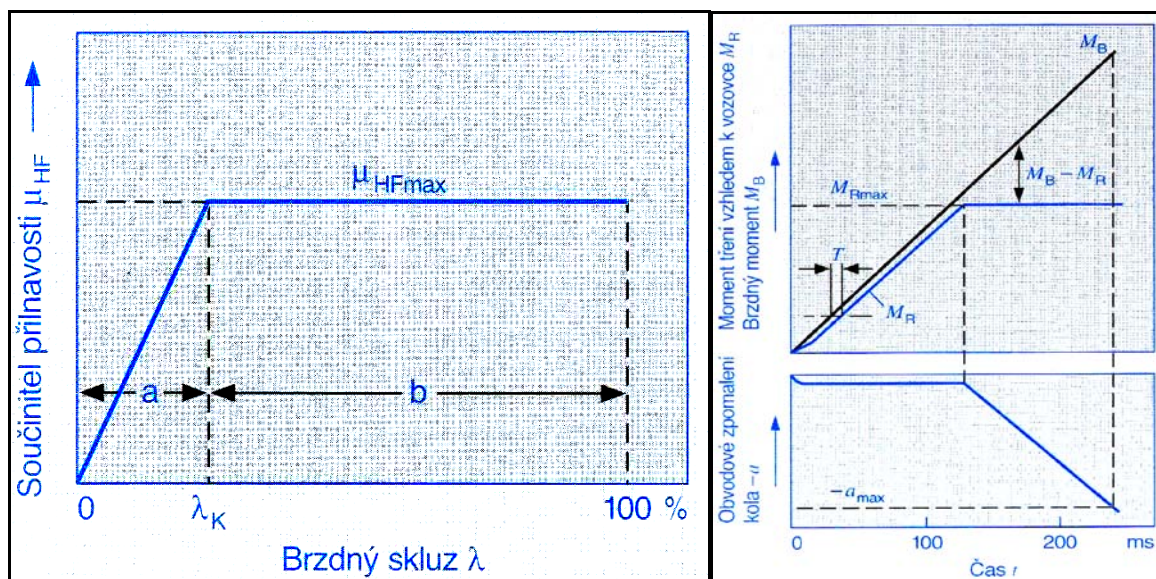


Obr. 5.2) Matematické vyjádření momentové rovnováhy na kole vozidla.

**5.2 Princip činnosti regulace ABS**

Zpracování dat v řídicí jednotce ABS můžeme interpretovat pomocí následujícího zjednodušeného příkladu, na kterém je založen řídicí systém ABS. Vezmeme veličiny jako nepoháněné kolo vozidla, čtvrtinovou hmotnost vozidla vztahenou na jedno kolo, brzdu kola, třecí dvojici pneumatika/vozovka a ideální charakteristiku závislosti součinitele přilnavosti  $\mu$  na brzděném skluzu  $\lambda$  (Obr. 5.3).

Probíhá-li brzdění kola ve stabilní oblasti charakteristiky adheze/skluz, pak se brzdny moment  $M_B$  zvyšuje lineárně a moment tření  $M_k$  s vozovkou sleduje tento moment s malým časovým zpožděním  $T$ . Obvodové zpomalení kola  $-a_k$  je omezeno na malé hodnoty.

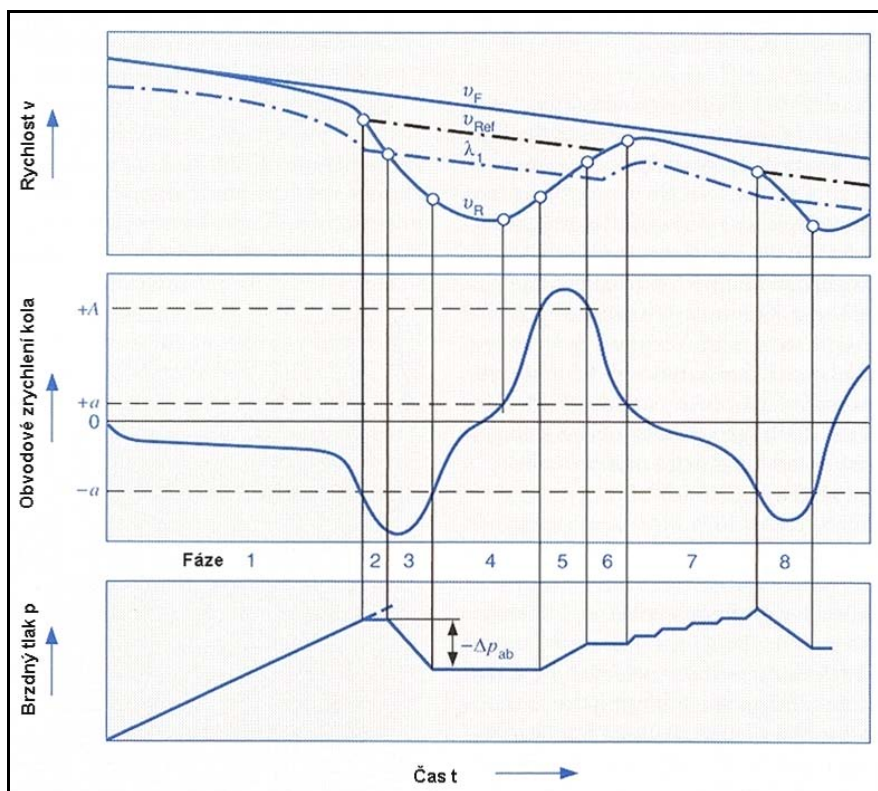


Obr. 5.3) Idealizovaná charakteristika adheze/skluz a) stabilní oblast, b) nestabilní oblast. Průběh brzdění na kole, zjednodušené znázornění. [ROBERT BOSCH 2001].

Je-li dosaženo maximální hodnoty přilnavosti  $\mu_{HF\max}$  a tím také nestabilní oblasti křivky nastane situace kdy brzdný moment  $M_B$  stále roste v nezmenšené míře, ale moment tření  $M_k$  podle křivky závislosti adheze/skluz již dále růst nemůže a zůstává tedy konstantní. V tomto okamžiku dojde k zablokování kola a naroste rozdíl mezi momenty  $M_k - M_B$  na vysoké hodnoty. Tento rozdíl momentů pak přímo odpovídá obvodovému zpomalení  $-a_k$  brzděného kola. Tohoto protikladného chování ve stabilní a nestabilní oblasti charakteristiky závislosti součinitele přilnavosti na skluzu právě využívá systém ABS. V souvislosti s tím je vhodné se podívat na typické regulační cykly ABS pro dva různé povrchy vozovky. Z těchto průběhů bude zřetelná rozhodovací logika systému ABS.

### 5.2.1 Regulace ABS na vozovce s vysokou adhezí

Na úvod je třeba dodat, že při brzdění vozidla na vozovce s vysokou adhezí, musí fáze následné obnovy tlaku v brzdovém systému probíhat 5 až 10 pomaleji než nárůst tlaku při počátku brzdění a to z důvodu velké rezonance náprav. Na počátku brzdění jsou magnetické ventily nastaveny do polohy „**zvyšování tlaku**“. Tlak v brzdovém systému a obvodové zpoždění kola  $-a_k$  rostou. Na konci fáze 1 překročí obvodové zpoždění pevně danou prahovou hodnotu  $(-a)$ . Tím ABS přepne magnetické ventily do polohy „**udržování tlaku**“ fáze 2. Tlak v této fázi ještě nesmí být snižován, neboť by mohla být zpětně překročena prahová hodnota zpoždění  $(-a)$  ve stabilní části charakteristiky adheze/skluz a tím by se prodloužila brzdná dráha. Současně s tím se zmenšuje o určitou hodnotu i referenční rychlost vozidla  $v_{REF}$ . Z referenční hodnoty vozidla je následně vypočtena prahová hodnota skluzu  $\lambda_1$ . V okamžiku překročení určité hodnoty skluzu v nestabilní části charakteristiky adheze/skluz, ABS zareaguje a nastaví magnetické ventily do polohy „**snižování tlaku**“ fáze 3.



Obr. 5.4) Typické regulační cykly ABS pro vozovku s vysokou adhezí. [ROBERT BOSCH 2001].

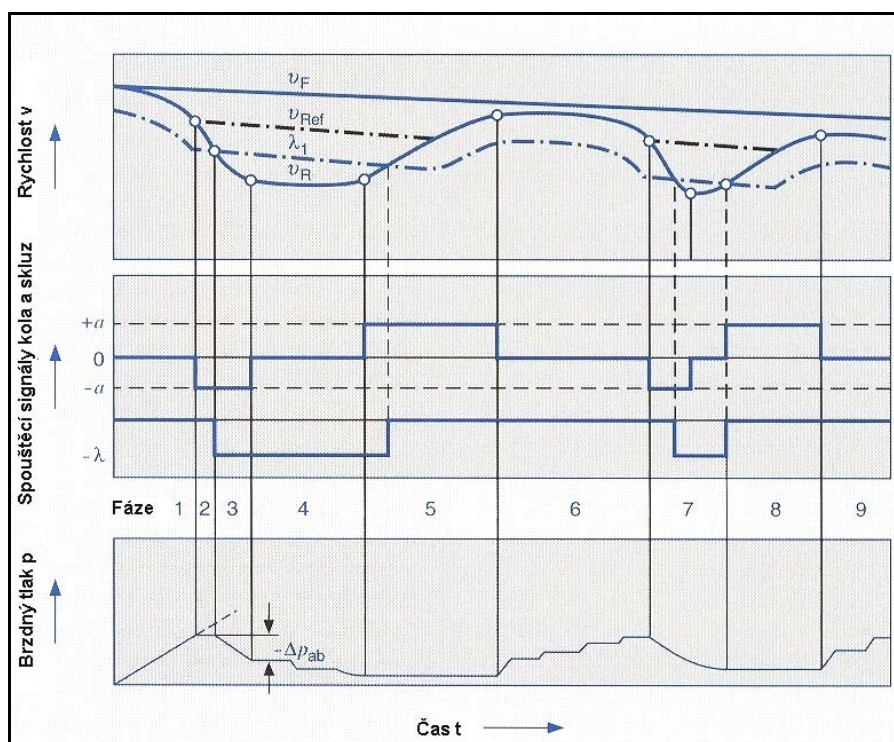
V ní setrvává, dokud obvodové zpoždění nepřekročí zpět prahovou hodnotu ( $-a$ ). Na konci fáze 3 je tato prahová hodnota překročena a následuje po určitou dobu fáze „**udržování tlaku**“ fáze 4. Během této doby se podstatně zvýší obvodové zrychlení kola a tím překročí prahovou hodnotu ( $+a$ ). Tlak zůstává nadále konstantní. Na konci fáze 4 překročí obvodové zrychlení kola poměrně vysokou prahovou hodnotu ( $+A$ ) a opět nastává fáze „**zvýšování tlaku**“ fáze 5. Tlak se začne zvyšovat a stoupá tak dlouho, pokud je obvodové zrychlení nad prahovou hodnotou ( $+A$ ). Při fázi 6 je tlak opět udržován na kontaktní hodnotě „**udržování tlaku**“, protože je překročena prahová hodnota ( $+a$ ). Na konci této fáze se dostane hodnota obvodového zrychlení opět pod prahovou hodnotu ( $+a$ ). To je jistým signálem, že je kolo ve stabilní části charakteristiky adheze/skluz a je lehce podbrzděno. Ve fázi 7 je brzdňý tlak stupňovitě zvyšován a to až do okamžiku, než obvodové zpoždění kola opět překročí prahovou hodnotu ( $-a$ ). V tomto okamžiku fáze 8, dojde k okamžitému „**snížování tlaku**“, bez ohledu na prahovou hodnotu skluzu  $\lambda_1$ . Celý tento cyklus se opakuje v závislosti na jízdních podmínkách 4-10 za jednu sekundu.

### 5.2.2 Regulace ABS na vozovce se sníženou adhezí

Oproti brzdění na vozovce s vysokou adhezí, můžeme na vozovce s nízkou adhezí vyvodit jen poměrně malou brzdňou sílu k tomu, abychom brzděné kolo zablokovali, neboli vznikl skluz mezi pneumatikou a vozovkou. Z (Obr. 5.5) je zřejmé, že ve fázi 1 a 2 probíhá regulace brzdění obdobně, jako pro vysokou adhezí. Na počátku fáze 3 je během určité kratší doby tlak nejdříve ve fázi „**udržování tlaku**“. Pak je v průběhu velmi krátkého okamžiku provedeno porovnání rychlostí kola s prahovou hodnotou



skluzu  $\lambda_1$ . Má-li obvodová rychlost kola  $v_R$  tendenci klesat, nastaví ABS magnetické ventily do polohy „**snižování tlaku**“. Následuje krátká fáze „**udržování tlaku**“ a „**snižování tlaku**“, během které je porovnávána obvodová rychlost kola  $v_R$ , s prahovou hodnotou skluzu  $\lambda_1$ . Kolo opět zrychluje a jeho obvodové zrychlení překročí prahovou hodnotu  $(+a)$  (konec fáze 4). To se projeví opětovným „**udržováním tlaku**“, které trvá do okamžiku, než se obvodové zrychlení dostane pod prahovou hodnotu  $(+a)$ , (konec fáze 5). Ve fázi 6 následuje stupňovité zvyšování tlaku, stejné jako u regulace s vysokou adhezí, až do okamžiku „**snižování tlaku**“ fáze 7, kdy dochází k novému regulačnímu cyklu.



Obr. 5.5) Typické regulační cykly ABS pro vozovku se sníženou adhezí. [ROBERT BOSCH 2001].

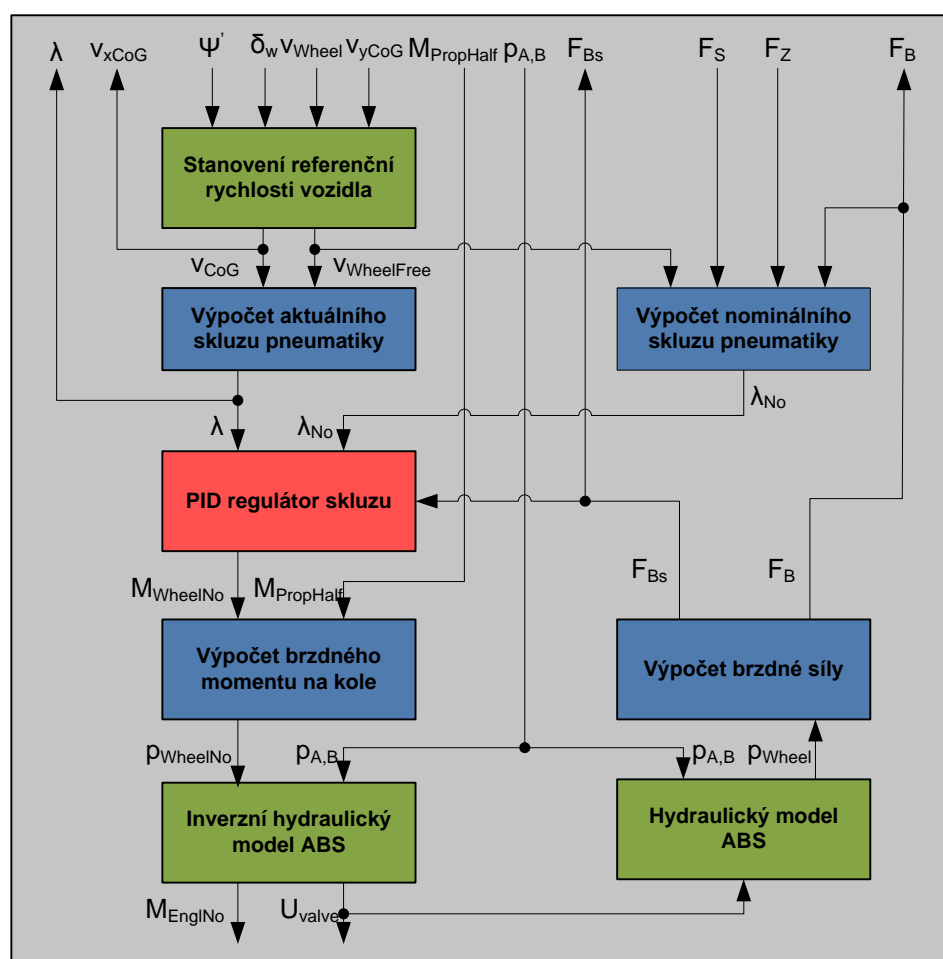
Aby nedocházelo k tomu, že se kolo bude po dobu regulace nacházet po delší dobu v oblasti vysokého skluzu, je v regulačním cyklu kontinuálně prováděno porovnávání obvodové rychlosti kola  $v_R$  a prahové hodnoty skluzu  $\lambda_1$ . Což má za následek snižování tlaku, k němuž ve fázi 4 nepřetržitě dochází, až dokud ve fázi 5 nepřekročí obvodové zrychlení prahovou hodnotu  $(+a)$ . Díky stálému snižování tlaku běží kolo pouze velmi krátce s vysokým skluzem a oproti prvnímu regulačnímu cyklu dochází ke zvýšení jízdní stability.

### 5.3 Regulátor skluzu ABS

V souvislosti s touto tezí a následnou doktorskou prací, by měl být algoritmus ABS a jeho realizace, jedním z hlavních přínosů. Měl by přinést něco „nového“, či optimalizovaného, na základě již známých poznatků z oblasti ABS. Algoritmy regulace ABS jsou jako takové stále „know-how“ velkých společností jako BOSCH či TRW. Jen málo, která společnost, je ochotna tyto informace ať už v rámci vědeckých či technických konferencí publikovat. Existují však spousty technických článků a

příruček, ze kterých je možné, alespoň základní a informace o způsobu funkčnosti takového regulátoru ABS získat. V rámci dlouhého časového odstupu se mi podařilo dát dohromady návrh na realizaci takového regulátoru ABS.

Regulátor k řízení využívá informací z již publikovaných matematických modelů vozidla a pneumatiky a prostřednictvím matematického modelu hydraulického systému ABS regulaci na kolech vozidla realizuje. Regulace skluzu na kole vozidla, pomocí ABS, je o maximálním využití přilnavosti pneumatiky k vozovce. Regulátor udržuje skluz na mezi stability, tak aby v maximální možné míře zkrátí brzdnou dráhu, prostřednictvím využití maxima možné třecí síly (tření) mezi pneumatikou a vozovkou. K tomu slouží charakteristika adheze/skluz. Na druhou stranu však musí regulátor dbát na stabilitu vozidla a musí dát pozor na pravidlo vyplývající z Kammovy kružnice o směrové stabilitě brzděného kola a nenulových bočních vodících silách. Jenom tak je možné docílit stability a ovladatelnosti vozidla s krátkou brzdou dráhou, během brzdění s regulací ABS.



Obr. 5.6) Blokové schéma regulace skluzu ABS.

Návrh regulátoru vychází z blokového schéma na (Obr. 5.6). Abychom mohli určit přesnou hodnotu skluzu kola ve velice krátkém čase (okamžik zablokování kola), je zapotřebí určit znát mimo rychlosti kola  $v_{Wheel}$ , také referenční rychlost vozidla  $v_{WheelFree}$ . Protože lineární rychlost vozu není měřena přímo, ale určena z rychlostí kol, musíme ji odvodit. Můžeme říci, že volně otáčející se kolo má stejnou rychlost jako vozidlo.

Určení této referenční rychlosti vozidla z volně otáčejícího se kola můžeme pomocí aktuální brzděné síly na kole  $F_B$ , podělené radiální reakcí  $F_Z$  což nám dává přilnavost  $\mu$  a tzv. skluzové tuhosti pneumatiky  $C_\lambda$ :

$$v_{WheelFree} = v_{Wheel} \cdot \frac{C_\lambda}{C_\lambda - \frac{F_B}{F_Z}} \quad (5.1)$$

Máme-li rychlost volně otáčejícího se kola vozidla, můžeme pomocí parametrů jako je rychlost stáčení vozidla  $\dot{\psi}$ , úhel natočení kola  $\delta_w$ , boční zrychlení vozidla  $v_y$  a geometrie vozidla, vypočtené z modelu vozidla a pneumatiky, transformovat tuto rychlost volně otáčejícího se kola na lineární rychlost vozidla do inerciálního souřadného systému. Známe-li referenční rychlost vozidla, můžeme vypočíst aktuální skluz na brzděném kole.

Aktuální skluz na kole je vztažen k referenční rychlosti vozu:

$$\lambda = 1 - \frac{v_{Wheel}}{v_{ref}} \quad (5.2)$$

Návrh regulátoru, kontrolujícího brzděný moment na blokováném kole, bude vycházet z regulační odchylky skluzu na tomto kole. Řekneme-li, že nominální hodnota brzděného momentu  $M_{WheelNo}$  odpovídá brzděnému momentu  $M_B$  vyvolanému brzdou silou  $F_B$  na dynamickém poloměru kola  $r_d$ , pak bude návrh pro PID regulátor vypadat takto [DELICHRISTOV 2008, ROBERT BOSCH 2004]:

$$M_{WheelNo} = F_B \cdot r_d + K_p \cdot (\lambda_{No} - \lambda) \cdot r_d + K_D \cdot \left( \frac{d}{dt} v_{Wheel} - \frac{d}{dt} v_{WheelFree} \right) \cdot \frac{J_{wheel}}{r_d} + K_I \cdot C_p \int (\lambda_{No} - \lambda) dt \quad (5.3)$$

Jak je z rovnice vidět, složky proporcionální P a integrační I jsou přímo ovlivňovány regulační odchylkou skluzu kola. Složka derivační je ovlivňována rozdílem aktuální rychlosti kola  $v_{Wheel}$  a referenční rychlosti vozu  $v_{WheelFree}$ . Systém ABS musí z hlediska regulace a spolehlivosti systému reagovat na nové podněty rychle a připraveně. Proto se od toho regulátoru očekává, že co nejrychleji a nejlépe zareaguje na náhlé změny v okolí systému (asfalt - led). Toho můžeme docílit průběžnou identifikací podmínek za jízdy, ale takový postup má většinou značné časové zpoždění. Proto je vhodné zavést robustní systém řízení, od něhož se očekává, že bude schopen zareagovat vůči změnám okolí co nejrychleji. Robustní regulátor by měl být na takové okolnosti připraven a měl by být schopen plynule přejít do nového režimu. Základní požadavek na robustní řízení je, že řídicí systém musí být stabilní pro všechny myslitelné hodnoty neznámých parametrů systémů v uvedeném rozmezí. Obecně platí, že čím širší je rozmezí, v kterém se parametry mohou pohybovat, tím obtížnější je nalézt robustní systém řízení (pokud vůbec takový existuje). Použijeme-li širokou škálu parametrů, ve kterých se bude regulátor pohybovat, pak má takovýto regulátor obvykle malá zesílení jednotlivých složek, takže může být v některých situacích velmi pomalý. Znamená to, že rozmezí parametrů, ve kterých se bude regulátor pohybovat, musí být velice pečlivě zvoleno a to na základě charakteristik adheze/skluz. Důležitou vlastností regulátoru ABS by měla být stabilita a to za všech provozních okolností. Protože elektromagnetické ventily jako všechny akční členy mají svá fyzikální omezení, je z hlediska regulace důležité si uvědomit, že zejména integrační složka PID regulátoru, vnáší do regulovaného systému nestabilní chování

(oscilace, překmity). Proto je vhodné zavést tzv. anti-windup pro integrační složku regulátoru. Jedním z možných řešení může být saturace (nasycení) či udržování integrační složky v patřičných hodnotách (mezích), nasytí-li se akční veličina PID regulátoru.

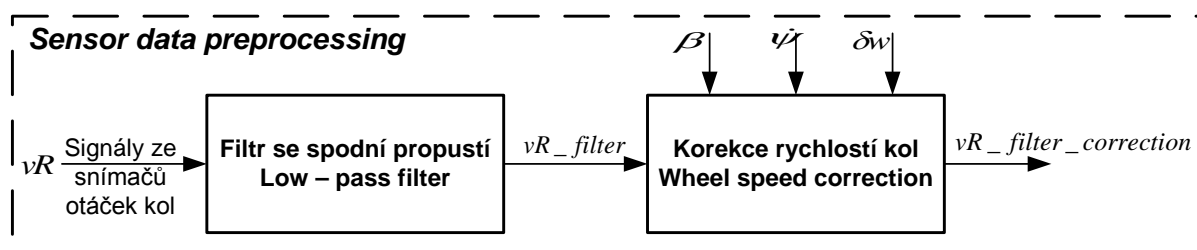
## 5.4 Estimátor referenční rychlosti vozu

Určení referenční rychlosti vozidla u systémů jako je ABS, je jednou klíčových vlastností tohoto systému. Systém ABS je postaven na regulaci skluzu mezi pneumatikou a vozovkou. Pro výpočet tohoto skluzu je zapotřebí hodnota referenční rychlosti vozidla  $v_{ref}$ , což je vlastně podélná rychlost vozidla v souřadném systému CoG  $v_{xCoG}$ . Přímé měření této rychlosti v rámci možností vozidla, je v současnosti stále ještě finančně nákladné pro sériovou výrobu. Proto je stále referenční rychlost vozidla odhadnuta za pomoci v současnosti dostupných prostředků, jako jsou například informace ze snímačů otáček kol ABS. Ty jsou následně zpracovány a z nich je odhadnuta referenční rychlost vozidla.

V současnosti existuje několik možností, jak odhadnout referenční rychlost vozidla. Některé systémy používají metodu selekce nejrychleji se otáčejícího kola, z něhož potom referenční rychlost určí nebo použijí prostý aritmetický průměr všech čtyř rychlostí kol. Bohužel v praxi může dojít k situaci, že se všechny čtyři kola zablokují současně. V tom případě může dojít k nepřesnému odhadu rychlosti vozidla. Proto se v současnosti využívá metody Kalmanova filtru v součinnosti s fuzzy logikou pro odhad referenční rychlosti vozu.

### 5.4.1 Zpracování signálů ze snímačů otáček kol

Všechny snímače obsahují systematickou chyby, které musejí být korigovány. Proto se nejčastěji používá tzv. „sensor data preprocessing“ (Obr. 5.7).



Obr. 5.7) Zpracování signálů ze snímačů otáček kol ABS.

Signály jsou nejprve zbaveny šumu pomocí filtru spodní propusti. Následně jsou signály rychlostí kol zbaveny odchylek vnikajících například během zatáčení vozidla. Naměřené rychlosti kol jsou proto upraveny transpozicí do souřadného systému CoG vozidla. Při běžných hodnotách zatáčení vozidla je dostačující informace o rychlosti momentu stáčení vozidla  $\dot{\psi}$  kolem osy z. Při výjimečně velkých hodnotách zatáčení vozidla je nutné znát i hodnotu boční odchylky vozidla od podélné rychlosti vozu  $\beta$ . V modelu vozidla to znamená, že obvodové rychlosti kol jsou inverzně transformovány do oblasti CoG [KIENCKE, NIELSEN 2005].

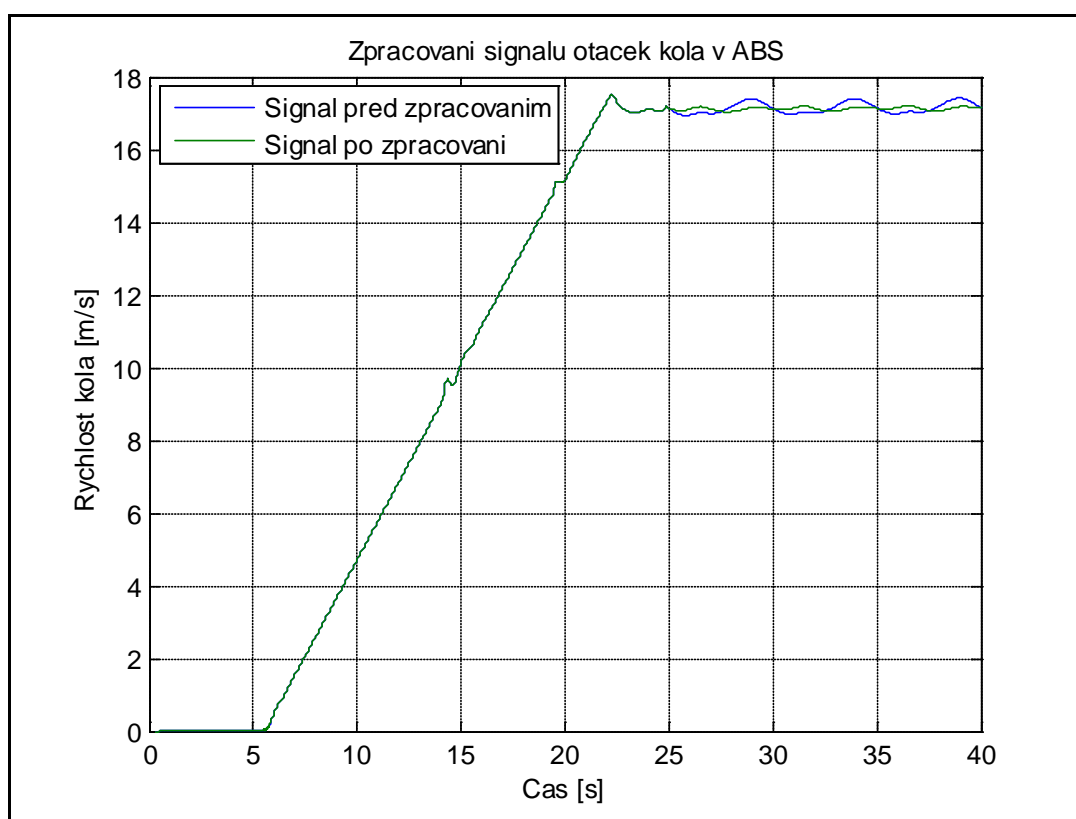
$$v_{RFL\_C} = \left[ v_{RFL} + \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_F}{2} - l_F \beta \right) \right] \cdot \cos(\delta_w - \beta) \quad (5.4)$$

$$v_{RFR\_C} = \left[ v_{RFR} - \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_F}{2} + l_F \beta \right) \right] \cdot \cos(\delta_w - \beta) \quad (5.5)$$

$$v_{RRL\_C} = \left[ v_{RRL} + \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_R}{2} + l_R \beta \right) \right] \cdot \cos \beta \quad (5.6)$$

$$v_{RRR\_C} = \left[ v_{RRR} - \dot{\psi} \cdot \left( \frac{w_R}{2} - l_R \beta \right) \right] \cdot \cos \beta \quad (5.7)$$

Nyní jsou všechny čtyři rychlosti kol efektivně upraveny pro odhad referenční rychlosti vozidla  $v_{xCoG}$ .



Obr. 5.8) Zpracování signálu rychlosti od snímače otáček rychlosti ABS,

## 5.4.2 Kalmanův filtr pro sledování rychlosti vozidla

Metoda Kalmanova filtru poskytuje dobré výsledky v součinnosti s dobře zvolenou logikou, pro určování jednotlivých změn stavů kola během brzdění. Kalmanův filtr umožňuje aktivně zvyšovat koeficienty zesílení, což se může pozitivně projevit například v situaci jako je brzdění kola. Příkladem je případ, kdy je jedno ze zadních kol vozidla mírně nedobrzděno, to znamená, že aktuální brzdňý moment je menší, než by bylo potřeba. Skluz na tomto kole je přesto redukován, čímž může dojít k nepřesné informaci o rychlosti na tomto kole.



Návrh estimátoru referenční rychlosti vozidla může vypadat takto“

$$\begin{pmatrix} v_x(k+1) \\ a_x(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & T \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_x(k) \\ a_x(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} n_1(k) \\ n_2(k) \end{pmatrix}, k = 0, 1, \dots \quad (5.8)$$

Což je rovnice procesu, ze které vyplývá veličina, kterou chceme odhadovat v našem případě rychlost.  $n_1$  jsou hodnoty procesního šumu.

$$n(k) = (n_1(k), n_2(k))^T \quad (5.9)$$

Hodnoty rozptylu procesu jsou dány:

$$Q = E[nn^T] = \begin{pmatrix} 0.0001 & 0 \\ 0 & 0.1 \end{pmatrix}$$

Druhou částí je rovnice měření:

$$y(k) = (1, 0) \cdot \begin{pmatrix} v_x(k) \\ a_x(k) \end{pmatrix} + \omega(k) \quad (5.10)$$

Výsledkem je rychlost vozidla  $v_x(k)$  a rozptyl měření  $\omega(k)$

Výsledná rovnice Kalmanova filtru potom vypadá:

$$\begin{pmatrix} v_x(k+1) \\ a_x(k+1) \end{pmatrix} = (A - L_i \cdot C) \cdot \begin{pmatrix} v_x(k) \\ a_x(k) \end{pmatrix} + L_i y(k) \quad (5.11)$$

## 5.5 Zjednodušený návrh regulátoru ABS

V simulačním modelu ABS je aktuálně použit tzv. „**Tire Slip Algorithmus**“. Jedná se o jednoduchý, ale účinný algoritmus. Podstata algoritmu je založena na základním principu ABS systému, udržovat skluz kola v okolí maxima koeficientu adheze  $\mu_p$  (přilnavosti) mezi pneumatikou a vozovkou. Algoritmus je obecně aplikovatelný na jakýkoliv typ vozidla (osobní vozidlo, nákladní vozidlo atd.). Hodnoty maximálního skluзу jsou nastaveny v rozmezí pěti procent nad a pod hranici regulované veličiny skluзу  $\lambda$ . Následující vývojový diagram (Obr. 5.10) popisuje zjednodušený algoritmus regulace ABS na základně aktuálního skluзу mezi pneumatikou a vozovkou. Skluz na jednotlivých kolech vozidla, je v ECU ABS srovnáván s žádanou hodnotou skluзу. Žádaná hodnota skluзу je dále nastavena na hraniční hodnoty skluзу. Maximální hodnota skluзу **skluz\_max**, stejně jako minimální hodnota skluзу **skluz\_min**, jsou nastaveny na pět procent od žádané hodnoty skluзу. Žádaná hodnota skluзу je nastavena v rozmezí 10–20% křivky adheze/skluz.

## 5.6 Regulační cykly navrženého regulátoru

Regulační cykly vyplývají ze zvoleného regulačního algoritmu. Pro zvolený Tire Slip algoritmus mohou nastat tři regulační stavy:

**Skluz <= Skluz\_Min** – v rámci této podmínky je monitorován status ABS a dle předchozího stavu vyhodnoceno, jak bude dále tlak na jednotlivých kolech regulován. Je-li ABS vypnuto (tlak není regulován), pak bude výstupní tlak roven vstupnímu tlaku a elektromagnetické ventily ve stavu vypnuty. V opačném případě je ABS zapnuto (tlak bude regulován). Mohou nastat dva případy: a) Tlak se již nezvyšuje a naopak klesá.

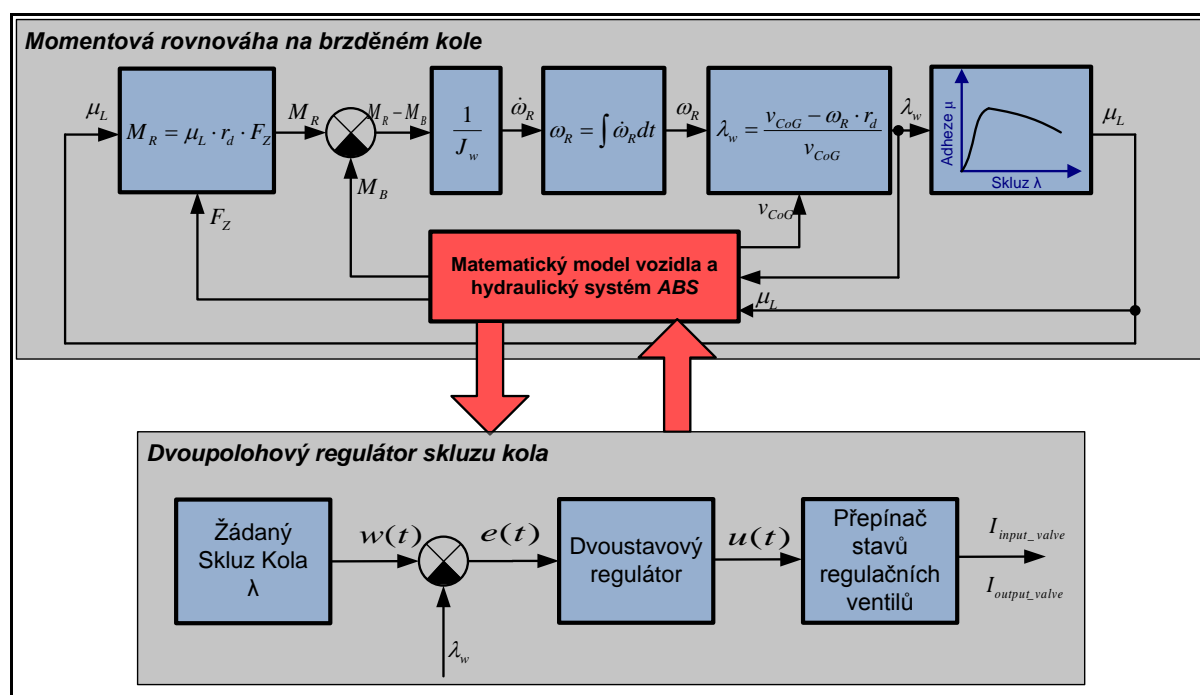
V tomto případě budou elektromagnetické ventily deaktivovány a tlak na vstupu (brzdovém válci) roven tlaku na výstupu (brzdové válečky na kolech) nebo b) Je-li tlak naopak konstantní, nebo dokonce vzrůstající, pak je ABS aktivováno a tlak udržován na konstantní hodnotě po určitou dobu. Je aktivován vstupní elektromagnetický ventil, který se aktivací uzavře a tlak nadále nenarůstá.

**$Skluz_{Min} < Skluz < Skluz_{Max}$**  – v rámci této podmínky je ABS aktivováno a mohou nastat tyto případy: a) Tlak se již nezvyšuje a naopak klesá. V tomto případě je ABS deaktivováno a elektromagnetické ventily vypnuty. Tlak se může opět zvyšovat, nebo b) Tlak je konstantní nebo nadále narůstá. ABS je aktivováno a uzavřen vstupní elektromagnetický ventil. Tlak je udržován na konstantní hodnotě po určitou dobu.

**$Skluz > Skluz_{Max}$**  – V rámci této podmínky se již dostáváme do nestabilní oblasti křivky adheze/skluz. ABS je aktivováno. Jsou aktivovány i oba elektromagnetické ventily a s nimi i čerpadlo pro zpětnou dodávku brzdové kapaliny zpět do hlavního brzdového válce. Tlak na kolech je po určitou dobu snižován.

### 5.6.1 Dvoustavový robustní regulátor skluzu

Navržený algoritmus lze nahradit dvoustavovým regulátorem, který je v porovnání s navrženým algoritmem mnohem rychlejší a robustnější. Podmínky pro regulaci pomocí dvoustavového robustního regulátoru jsou:



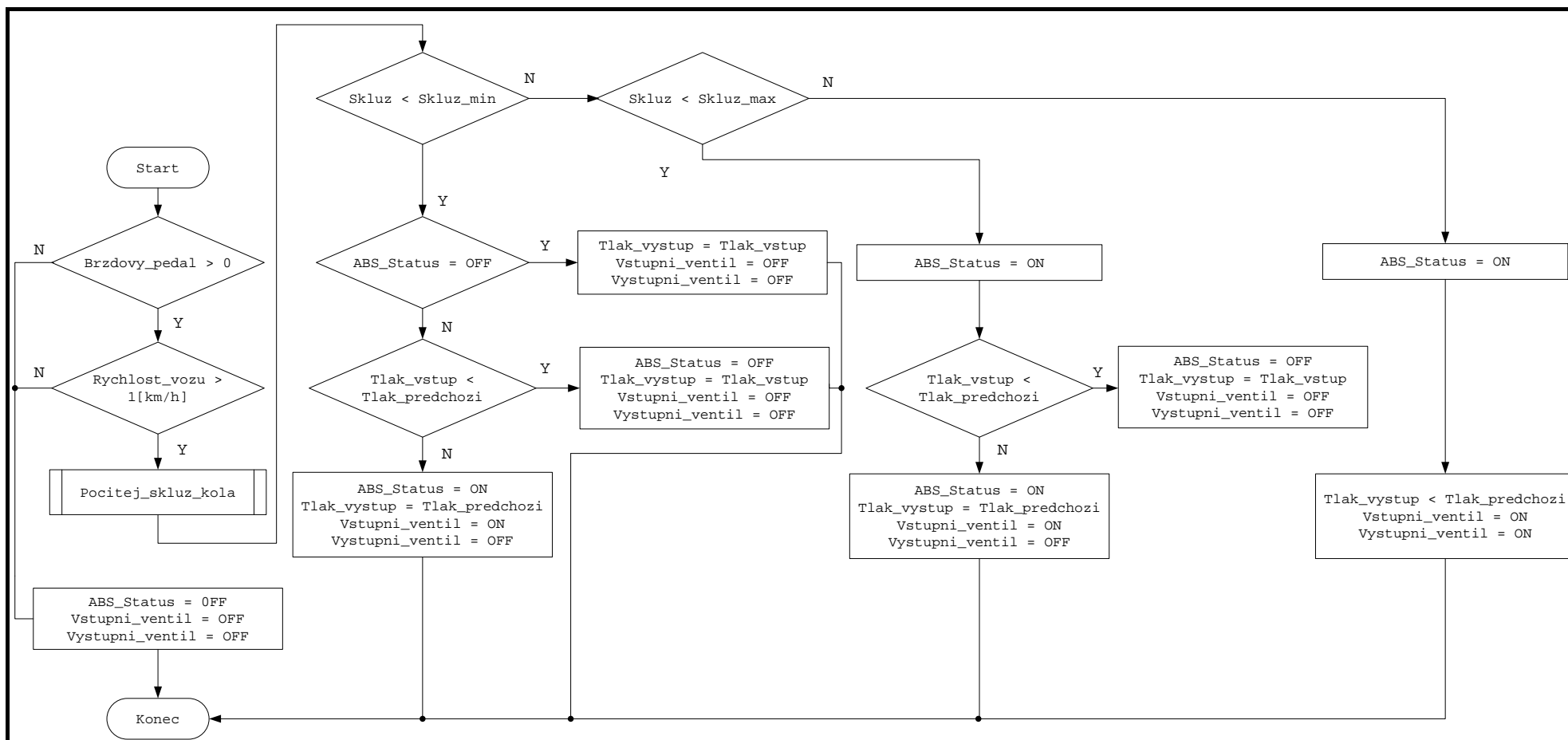
Obr. 5.9) Blokové schéma dvoustavového regulátoru skluzu kola ABS.

**$Skluz < Skluz_{Max}$**  – stav zvyšování tlaků na kolech (brzdění), kdy je kolo vozidla blokováno. Skluz kola se stále nachází ve stabilní oblasti křivky adheze/skluz. Skluz kola může dosahovat hodnot  $\lambda(t) = < -1,1 >$ . Žádaná hodnota skluzu je  $w(t) = 0.2$ .

Pro dvoustavový regulátor to znamená, že v této fázi regulace, je jeho akční veličina rovna kladným hodnotám v rozsahu  $u(t) = (0,1 >$ .

Regulační odchylka je po té v rozsahu  $e(t) = \langle 1.2, 0 \rangle$ . Dle hodnot akční veličiny dvoustavového regulátoru jsou nastaveny hodnoty proudu elektromagnetických regulačních ventilů ABS. V této fázi regulace oba na nulové hodnoty.

**Skluz > Skluz\_Max** – stav snižování tlaků na kolech (odblokování), kdy se kolo vozidla již nachází za hranicí maximálního skluzu a tím i v nestabilní oblasti křivky adheze/skluz. Skluz stále nabývá hodnot  $\lambda(t) = \langle -1, 1 \rangle$ . Žádaná hodnota skluzu je  $w(t) = 0.2$ . Pro dvoustavový regulátor to znamená, že v této fázi regulace, je jeho akční veličina rovna záporným hodnotám v rozsahu  $u(t) = \langle -1, 0 \rangle$ . Regulační odchylka je po té v rozsahu  $e(t) = \langle -0.1, -0.8 \rangle$ . Dle hodnot akční veličiny dvoustavového regulátoru, jsou nastaveny elektromagnetické regulační ventily ABS na nenulové hodnoty. Současně s tím je spuštěno čerpadlo zpětné dodávky brzdové kapaliny.



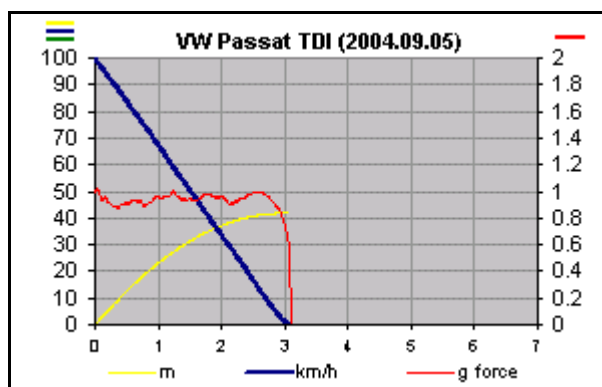
Obr. 5.10) Vývojový diagram „Tire Slip Algoritmu“ regulace prokluzu systému ABS.

## 6 Simulační testy navrženého regulátoru

Simulační testy navrženého dvoustavového regulátoru byly provedeny pro dvě různé rychlosti vozidla 100[km/h] a 60[km/h] pro různé koeficienty adheze  $\mu = 1.2$  a  $\mu = 0.8$  s povrchem vozovky asfalt. Simulovaná reakce sešlápnutí brzdového pedálu je „panické brzdění“.

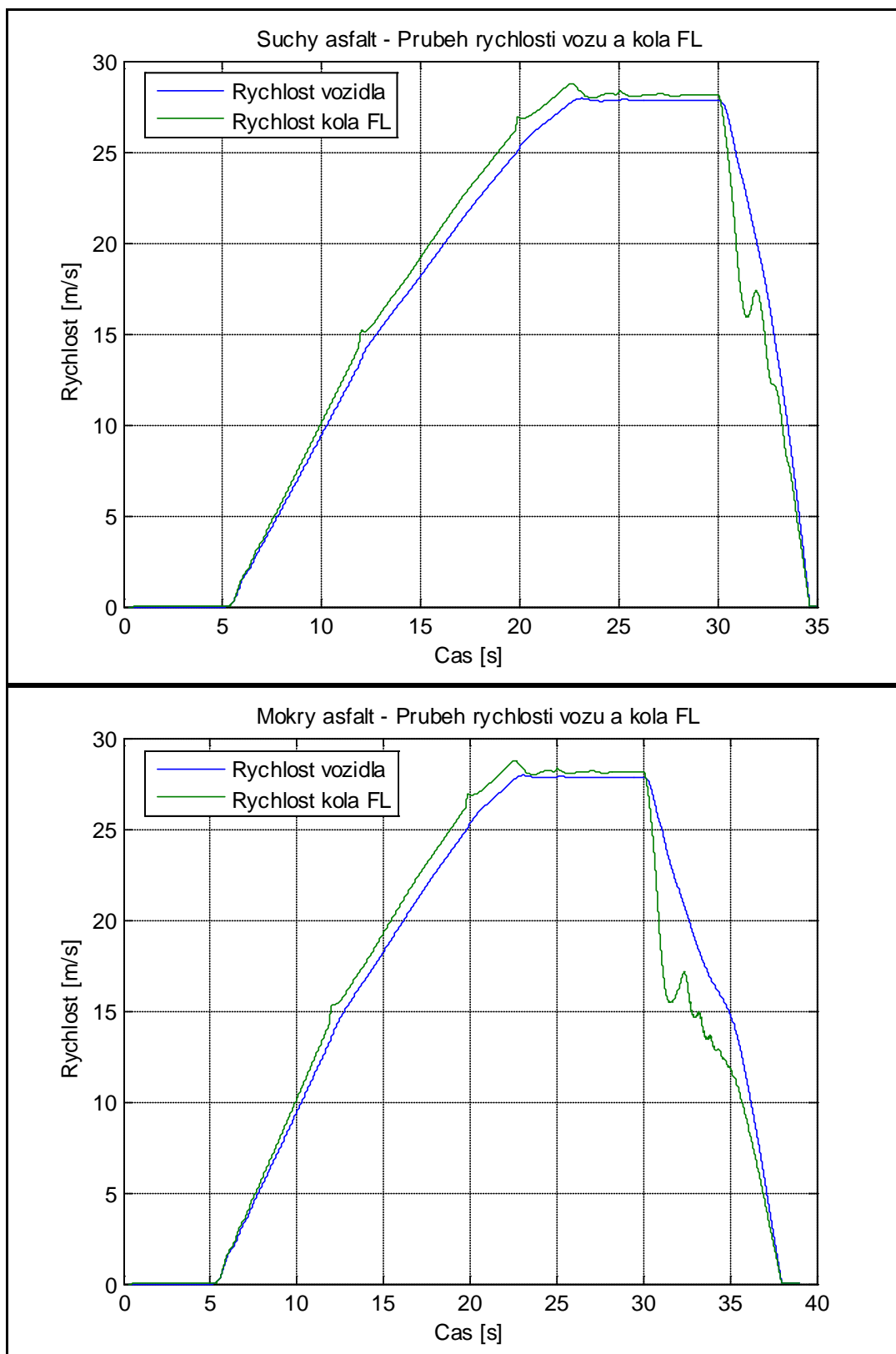
### 6.1 Suchý asfalt / mokrý asfalt 100 [km/h]

První test při dosažení rychlosti vozidla 100 [km/h], simuluje v čase 30 [s] panické brzdění až do zastavení vozidla. Simulace na suchém povrchu vozovky (asfalt) je zobrazena na prvním z dvojice grafů. Výsledek simulace na mokrém povrchu je pak vždy na druhém z grafů. První dvojice grafů znázorňuje rychlost vozidla a rychlost kola. Jak je patrné z rychlosti kola, jsou vidět zásahy ABS v okamžiku překročení maximální hranice skluzu kola  $\lambda(t) = 0.2$ , což je vidět následně na grafech výsledného skluzu na kole. Z hlediska zrychlení na kole, je zcela patrné, že při sníženém koeficientu adheze vozovky dochází při dvoupolohové regulaci až k „rozkmitání“ této veličiny zrychlení. Může to být způsobeno tím, že jako regulovaná veličina, zde vystupuje pouze hodnota skluzu. Skluz je regulován dostatečně přesně, jak je vidět z průběhů skluzů na kole a výsledný skluz na kole sleduje žádanou hodnotu skluzu. Zásahy ABS jsou proto na kole se sníženou adhezí mnohem intenzivnější, ale při zavedení pouze jedné regulační veličiny. Brzdná dráha do zastavení s ABS je pro suchou vozovku  $\mu = 1.2$  rovna 78 [m], což je při srovnání se skutečně naměřenými daty 42 [m] (VW Passat TDI) o 36 [m] delší brzdná dráha.

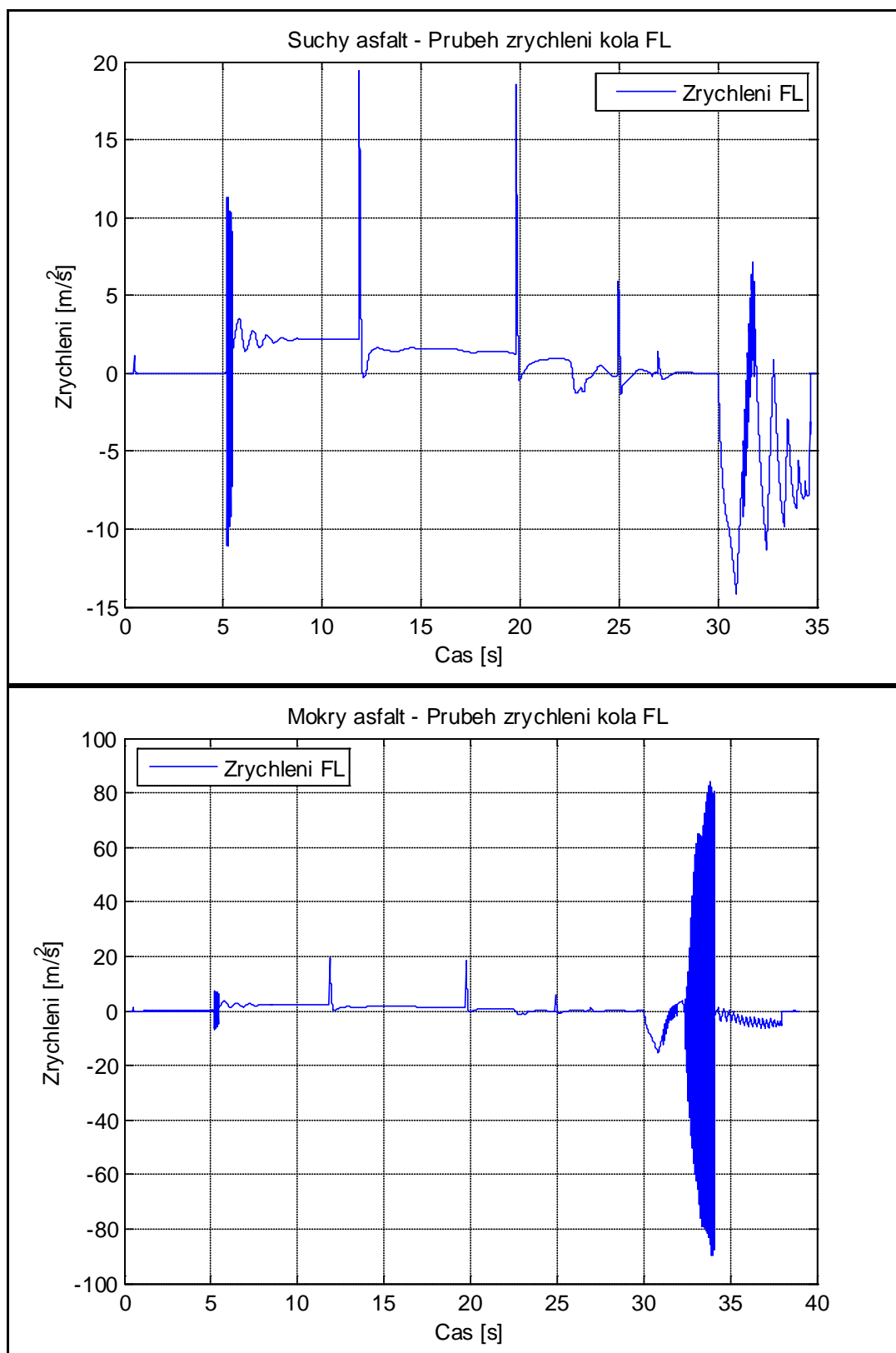


Obr. 6.1) Brzdná dráha VW Passat TDI na suchém asfaltu do zastavení.

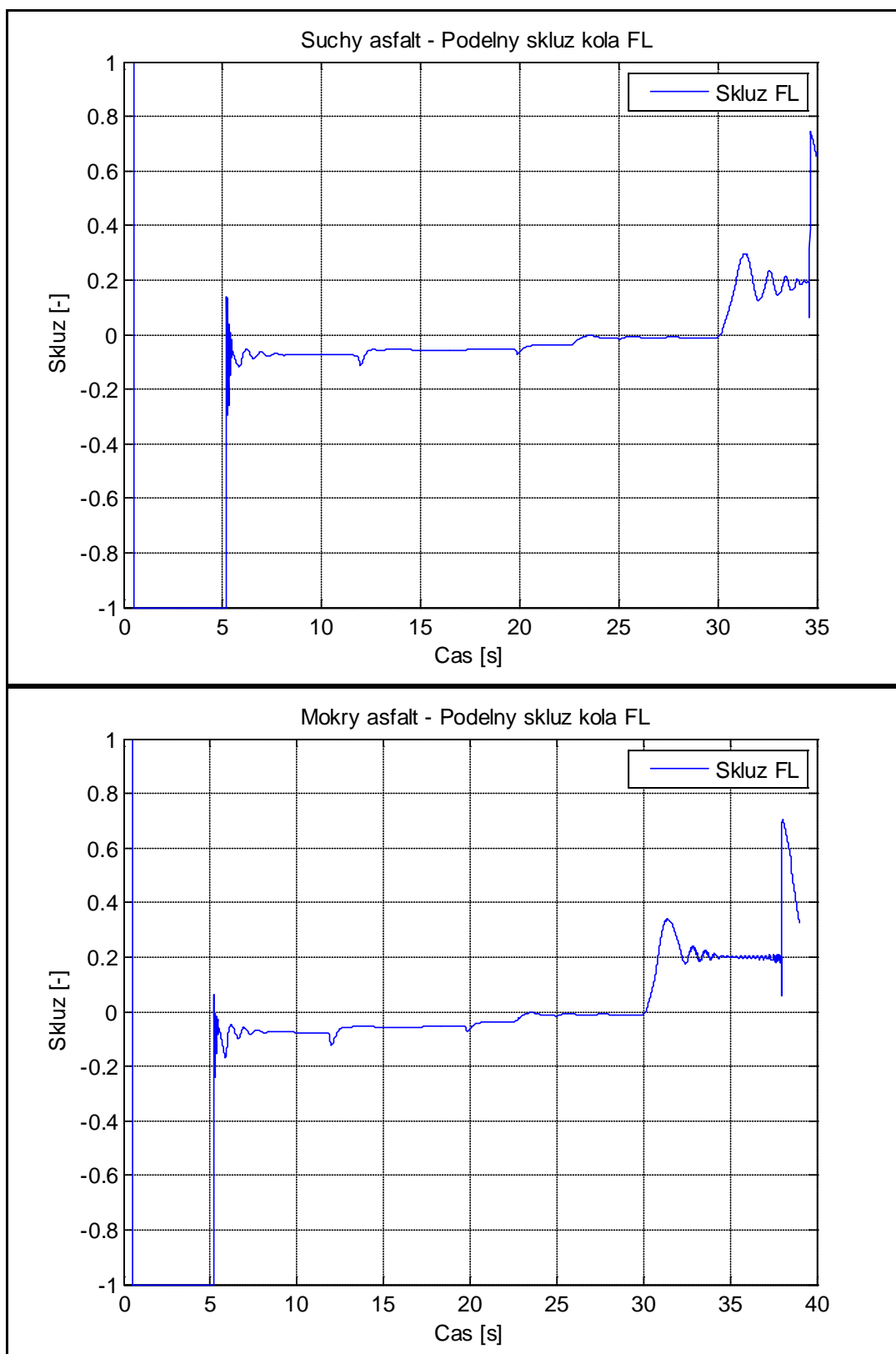
Výsledek brzdné dráhy na povrchu se sníženou adhezí  $\mu = 0.8$  je 128 [m]. Pro tento test se mi bohužel nepodařilo sehnat odpovídající experimentálně naměřená data. Shrňme-li výsledek první zkoušky je zřejmé, že navržený regulátor ještě neodpovídá reálným ABS aplikacím. Z hlediska regulace, bude nutné zavést další regulační veličinu a tou je zrychlení kola. Jak je zřetelné z výsledných simulací, nástup regulátoru je pomalý a tak dochází k prodlevě regulace, která zajišťuje právě udržení koeficientu adheze na jeho maximální hodnotě a tím i snížení brzdné dráhy.



Obr. 6.2) Průběhy rychlosti vozidla a kola FL.

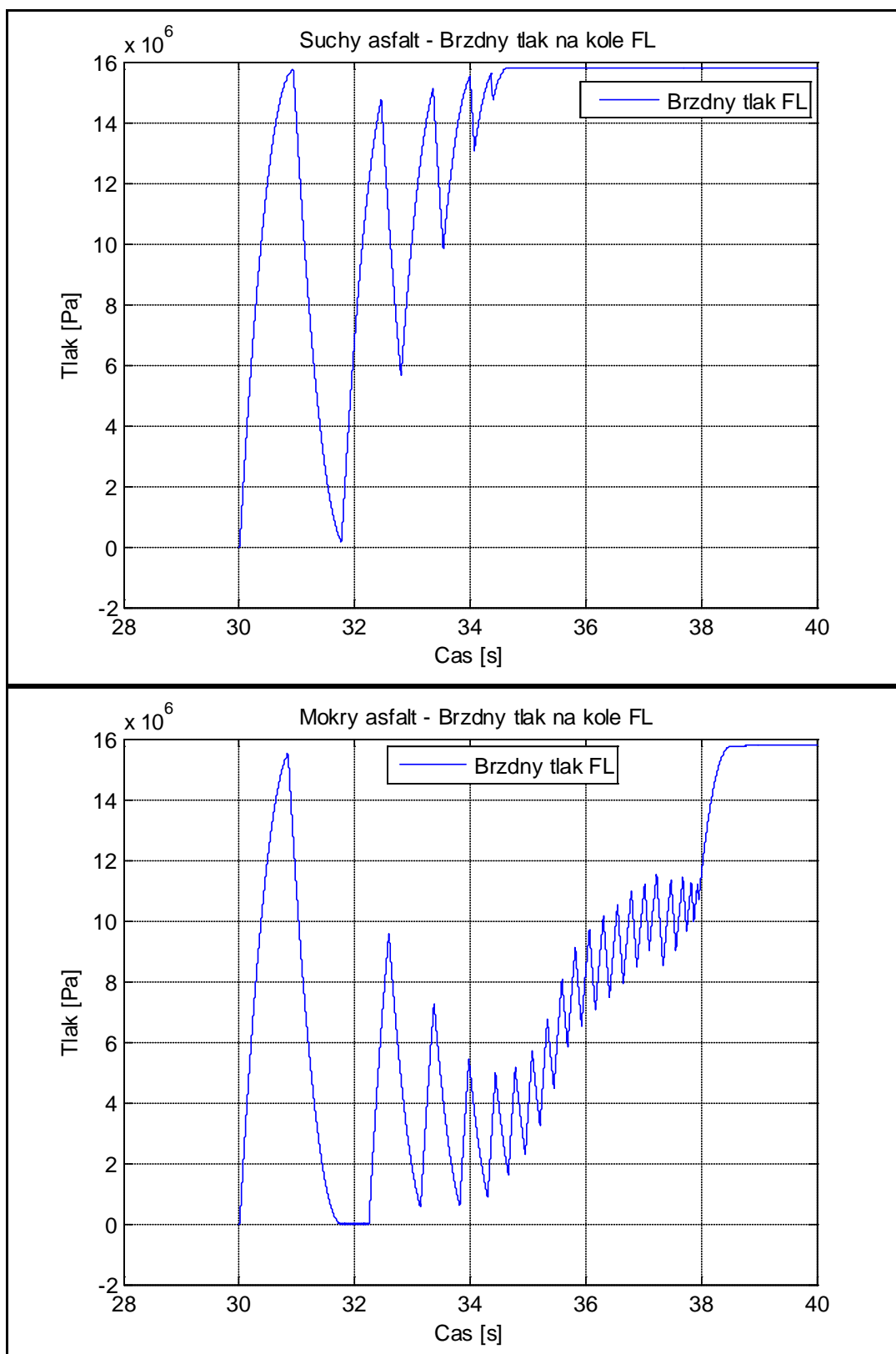


Obr. 6.3) Průběhy zrychlení kola FL.

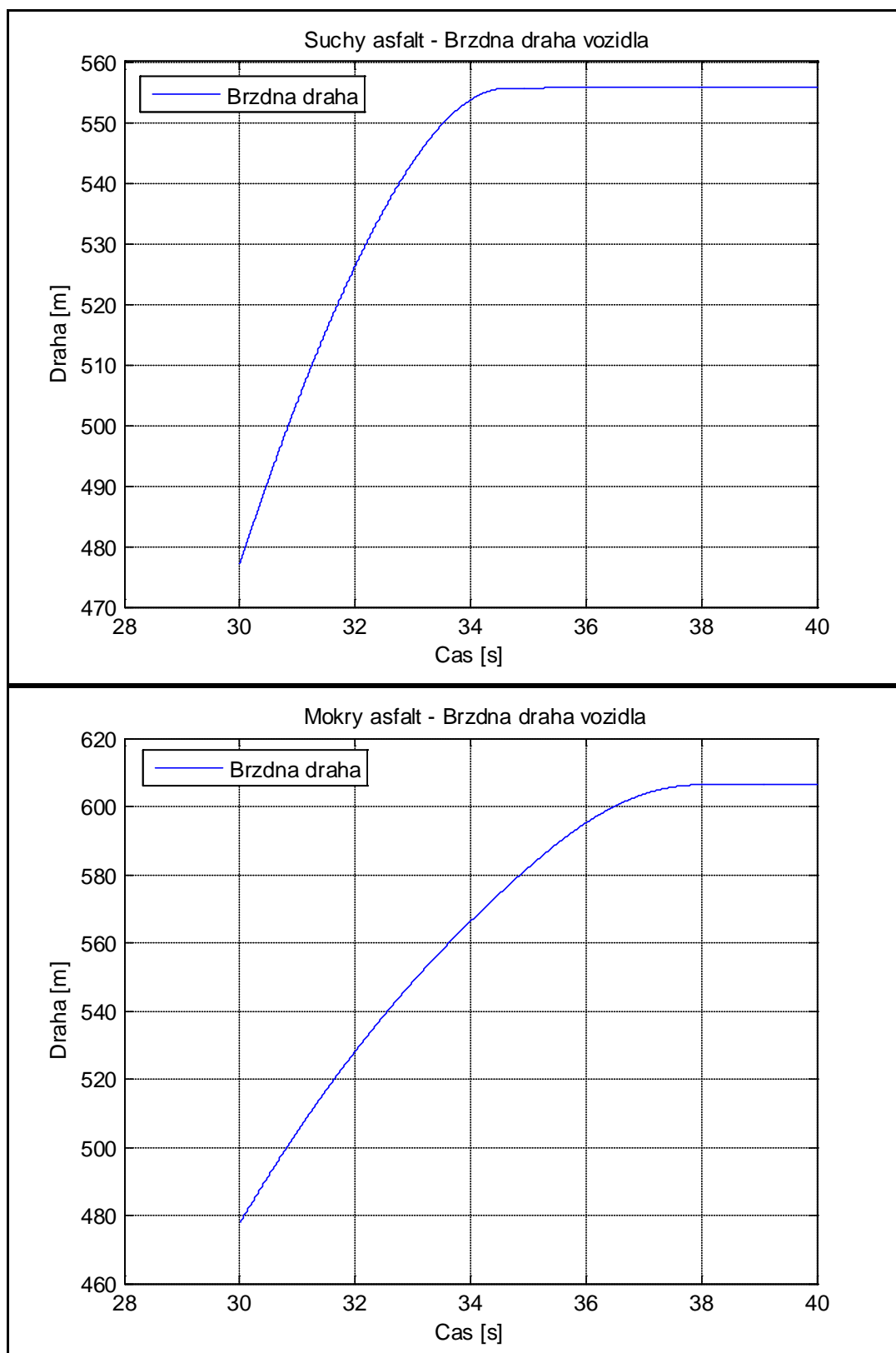


Obr. 6.4) Průběhy skluzu během brzdění kola FL.





Obr. 6.5) Průběhy brzdných tlaků na kole FL během brzdění.



Obr. 6.6) Průběhy brzdné dráhy.

## 6.2 Suchý asfalt / mokrý asfalt 60 [km/h]

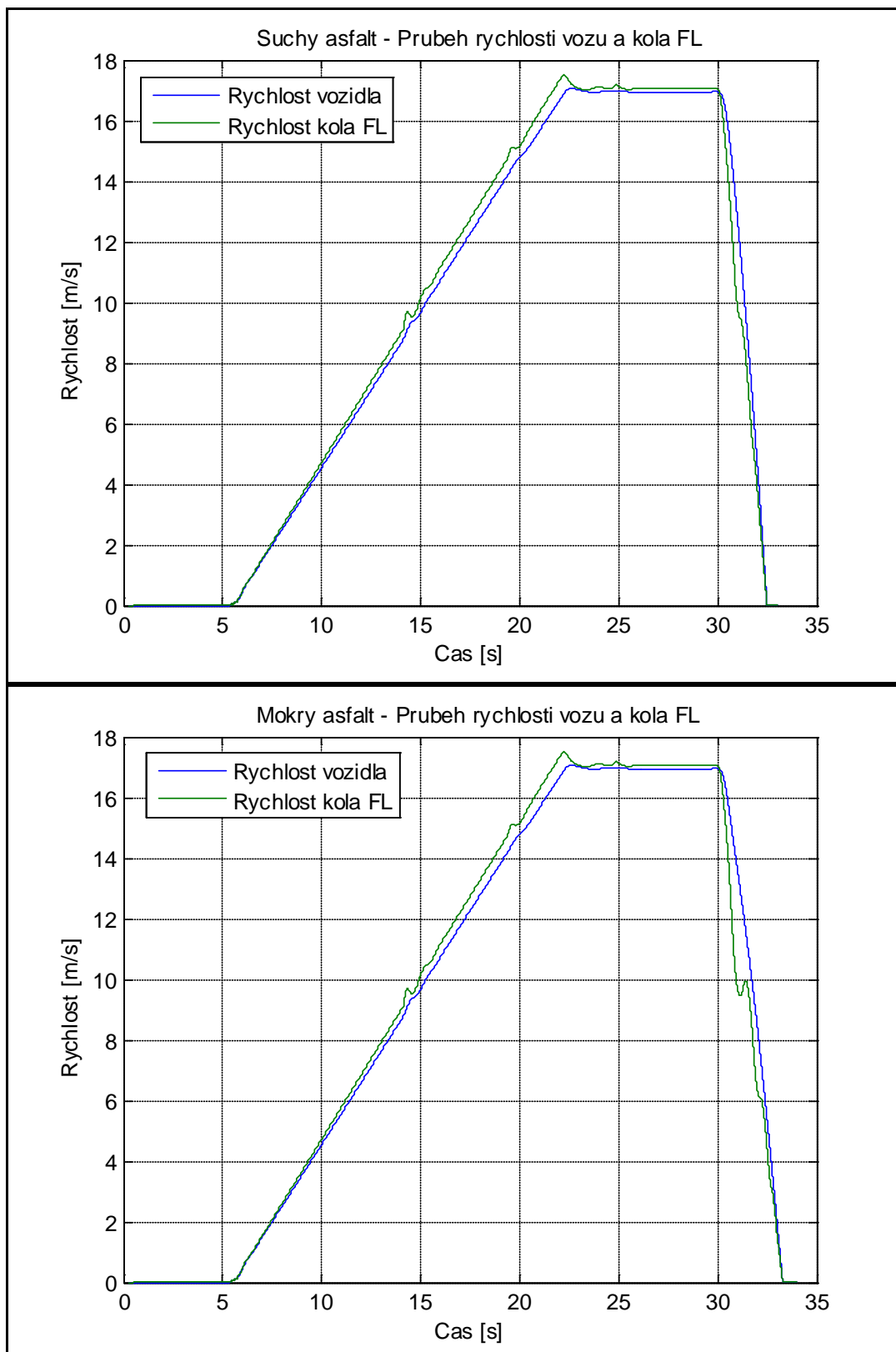
Druhý test brzdění s ABS je simulován při dosažení rychlosti vozidla 60 [km/h], a začátek brzdění se simuluje v čase 30 [s]. Zásahem řidiče je opět panické brzdění až do zastavení vozidla. Simulace na suchém povrchu vozovky (asfalt) je zobrazena na prvním z dvojice grafů. Výsledek simulace na mokrém povrchu je pak vždy na druhém z grafů. Jak je patrné z prvního grafu pro výslednou rychlost kola vozidla, zásah ABS je téměř nulový, protože, jak je vidno z grafu skluzu na kole, se kolo po celou dobu jeho blokování pohybuje téměř pořád ve stabilní oblasti charakteristiky adheze/skluz. To již nemůžeme říci o případu se sníženou adhezí vozovky. Zde již dochází k zásahu ABS častěji a kolo se pohybuje i za hranicí maximálního skluzu, to znamená v nestabilní oblasti charakteristiky adheze/skluz. Z hlediska regulace a kvality regulačního pochodu během brzdění je opět dosaženo toho, regulovaný skluz na kole sleduje žádanou hodnotu skluzu kola  $\lambda(t) = 0.2$ . Bohužel, jako v prvním případě testu dochází v důsledku použití poze jedné regulační veličiny (skluz kola) k opožděnému zásahu ABS a tím i prodloužení brzdové dráhy vozidla. Jak je vidět z typických regulačních cyklů ABS, jak pro zvýšenou, tak i pro sníženou hodnotu adheze na kole (viz kapitola 5.2), při zapojení regulační veličiny zrychlení kola, je reakce ABS včasnější a průběh regulace přesnější. To znamená, že abychom dosahovali typických regulačních cyklů ABS a kvalitních regulačních cyklů se zvýšením citlivosti regulátoru ABS je zapotřebí zavést další regulační veličinu a tou je zrychlení kola  $a_x CoG(t)$ .

Brzdná dráha do zastavení během simulace dosáhla hodnoty pro suchou vozovku 25[m]. Srovnáme-li reálná data podle společnosti BESIP (Obr. 6.7), a přičteme-li reakční dobu řidiče, je výsledná dráha do zastavení rovna 42[m]. Oproti reálným datům o je dráha delší o 5[m]. Pro test se sníženou adhezí je brzdná dráha simulace rovna 32[m]. Přičteme-li reakční dobu řidiče, pak celková dráha do zastavení je rovna 49[m], což je o 4[m] delší dráha než udává společnost BESIP.

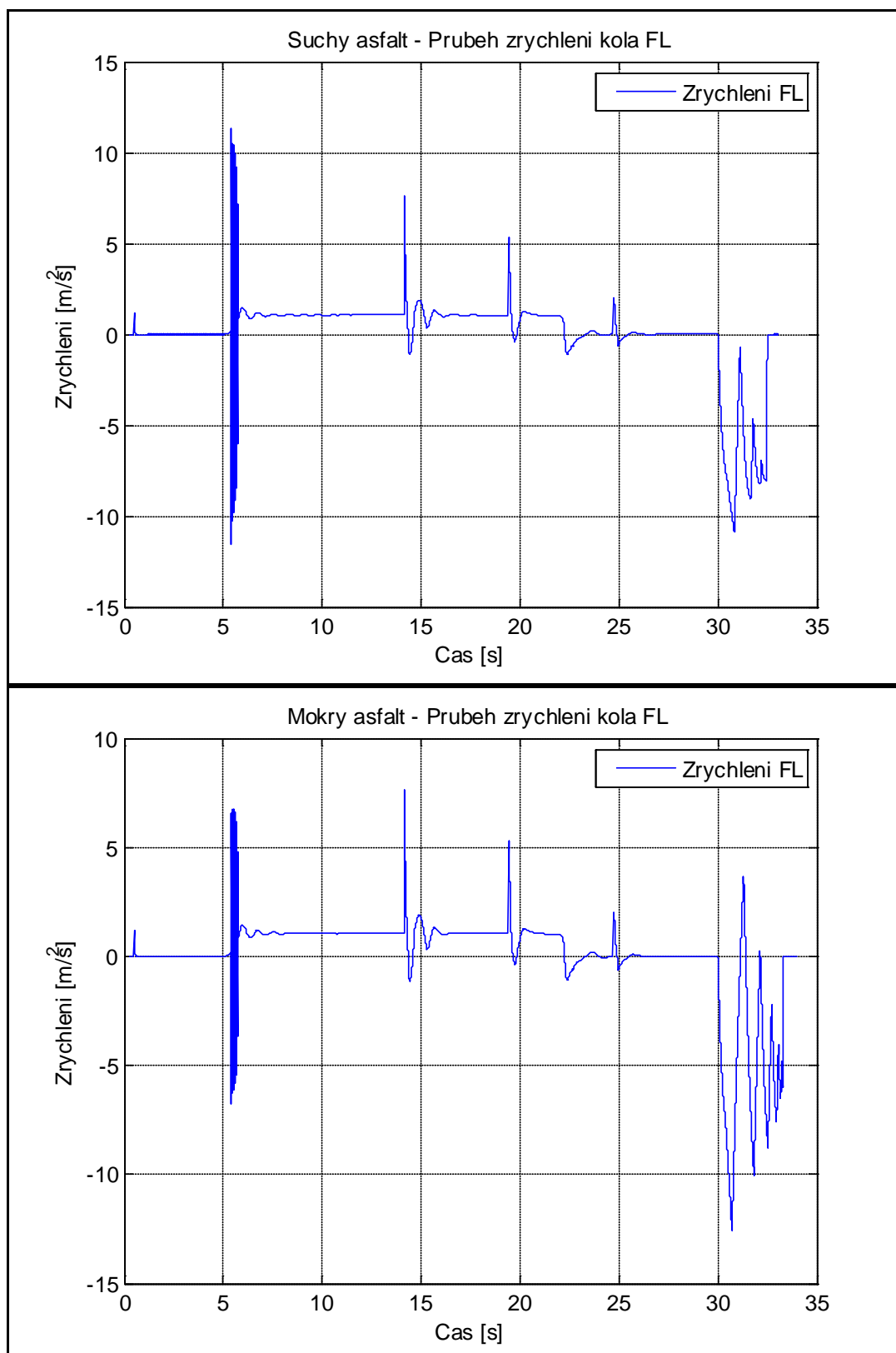
Rychlost vozu	Reakční dráha	Brzdná dráha	Dráha zastavení
<b>suchá silnice</b>			
50 km/h	14 m	14 m	28 m
60 km/h	17 m	20 m	37 m
80 km/h	22 m	35 m	57 m
<b>mokrý asfalt</b>			
50 km/h	14 m	19 m	33 m
60 km/h	17 m	28 m	45 m
80 km/h	22 m	49 m	71 m
<b>náledí</b>			
50 km/h	14 m	64 m	78 m
60 km/h	17 m	93 m	110 m
80 km/h	22 m	165 m	187 m

Obr. 6.7) Tabulka brzdné dráhy do zastavení pro různé rychlosti a povrch vozovky [BESIP].

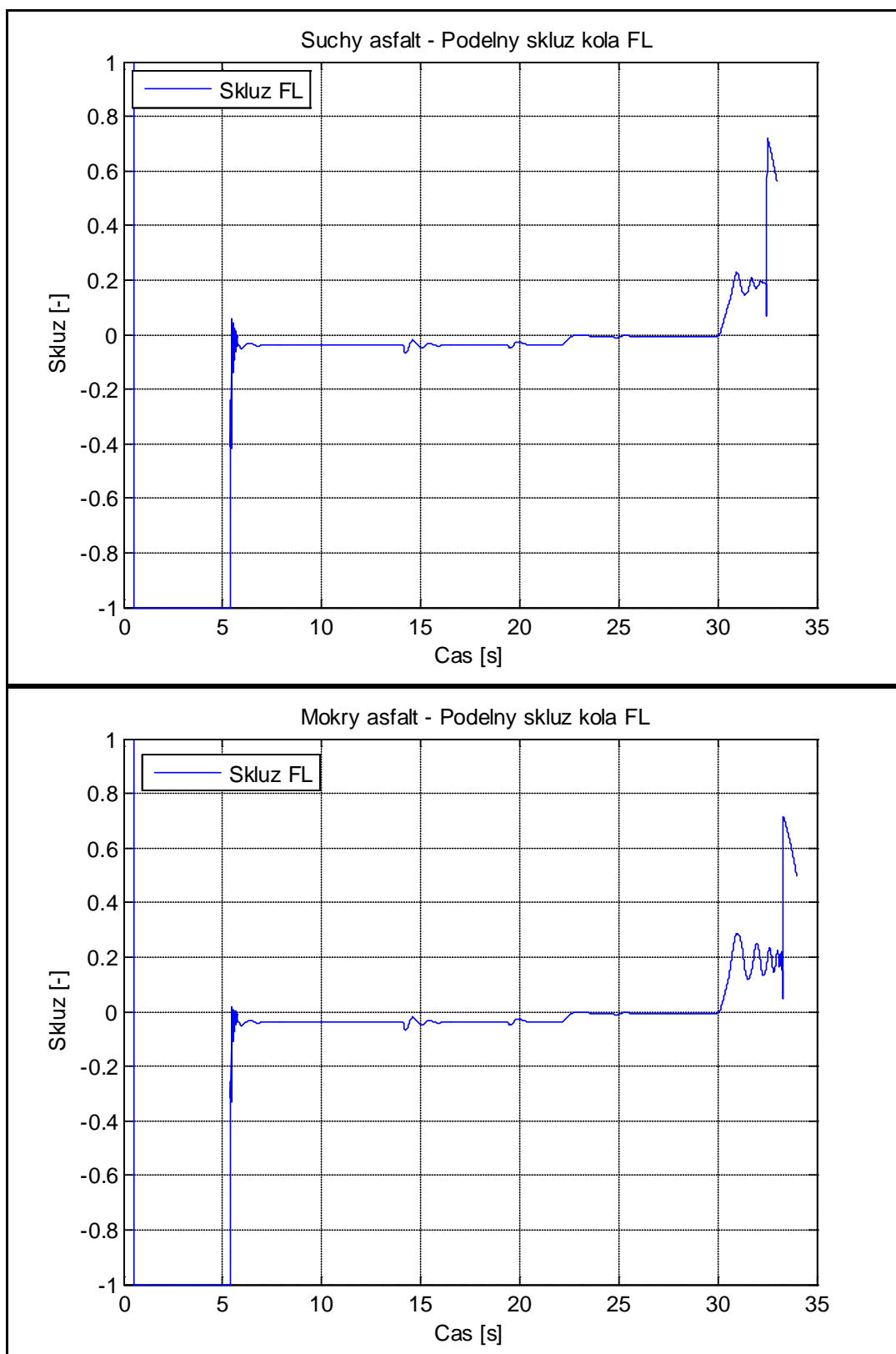
Shrňme-li test, můžeme konstatovat, že úvaha o zavedení další regulační veličiny je správná, neboť citlivostí a včasnější reakcí regulátoru dosáhneme i kratší brzdné dráhy vozidla.



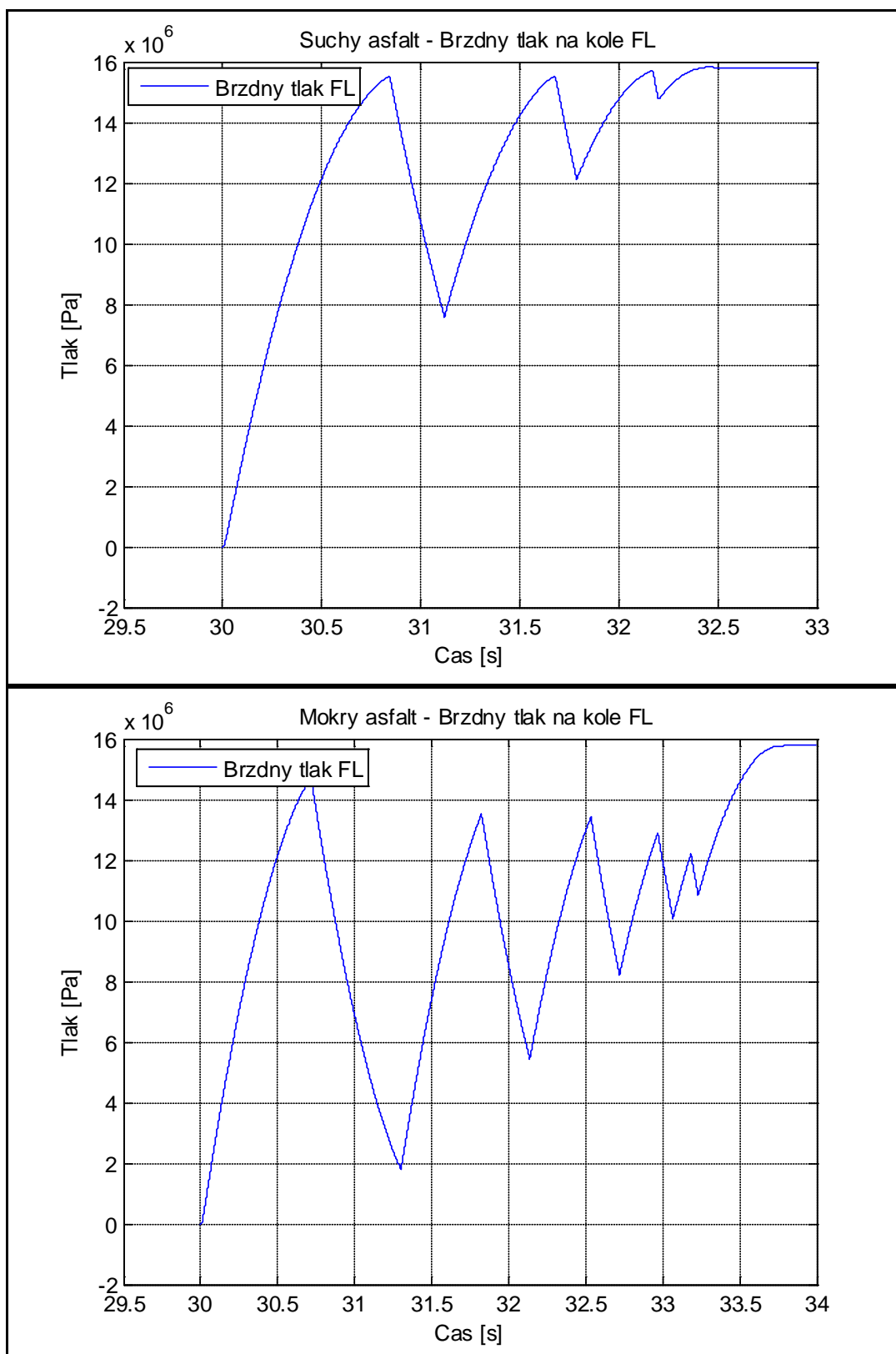
Obr. 6.8) Průběhy rychlosti vozidla a kola FL.



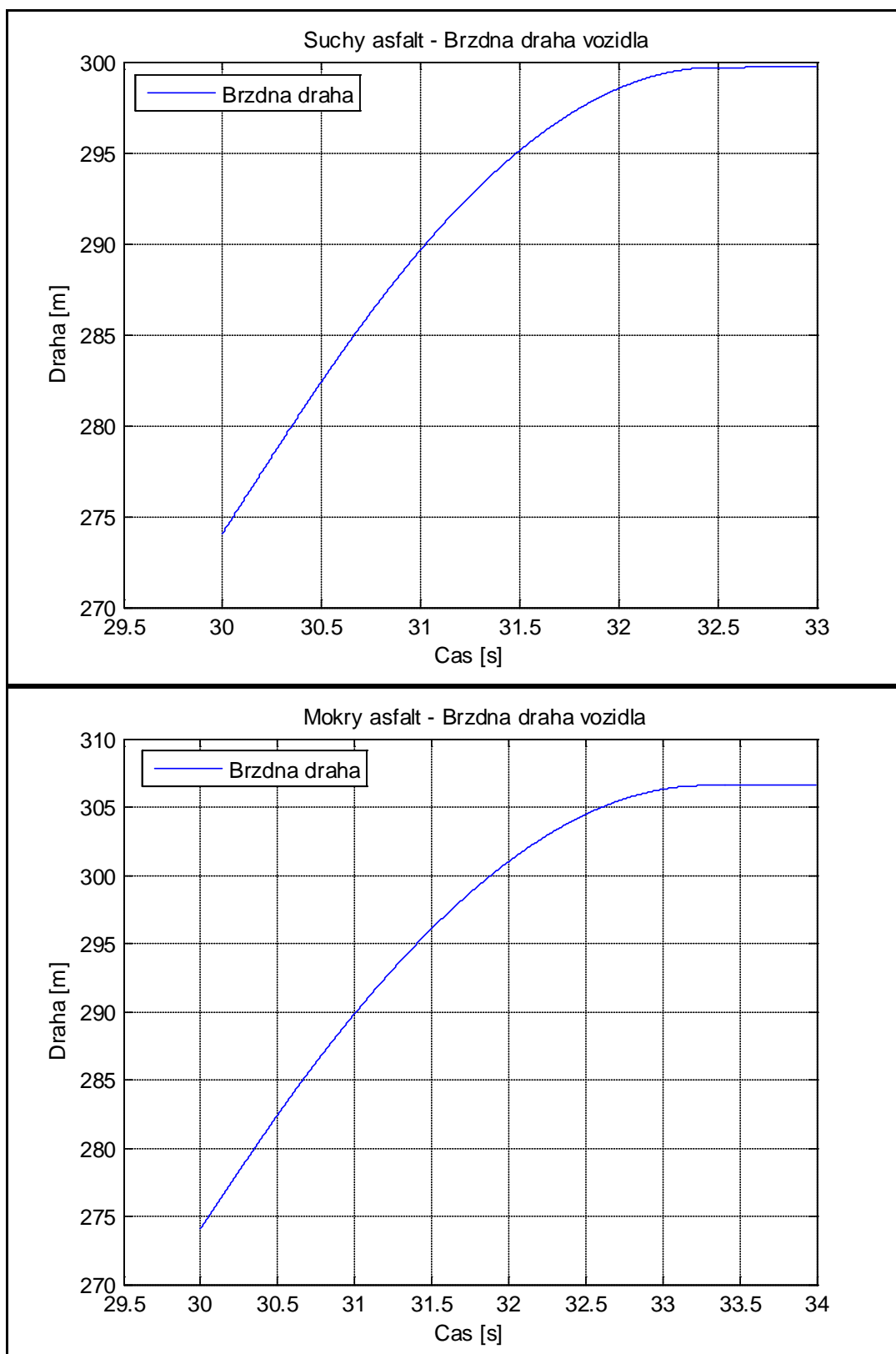
Obr. 6.9) Průběhy zrychlení kola FL.



Obr. 6.10) Průběhy skluzu během brzdění kola FL.



Obr. 6.11) Průběhy brzdných tlaků na kole FL během brzdění.



Obr. 6.12) Průběhy brzdné dráhy.



## 7 Závěr

Disertační práce na téma „Simulace a robustní řízení antiblokovacího systému ABS“, se zabývá matematickým modelováním aktivního bezpečnostního systému ABS a jeho řízením pomocí robustního regulátoru skluzu. Dále se práce zabývá testováním navrženého algoritmu řízení na vytvořeném simulačním modelu metodou SiL. Výsledky simulace budou v první fázi testovány metodou MiL. Pro zjištění správné funkčnosti regulátoru budou simulovaná data porovnána s experimentálně naměřenými daty. Výsledná optimalizace robustního regulátoru, bude provedena na základě dosažených výsledků fyzikálního chování vozidla během první fáze testování.

První část disertace by měla být věnována současnému trendu v oblasti vývoje automobilového průmyslu. Je zaměřena především na matematické modelování v oblasti vývoje elektronických komponent, jako je například ABS nebo řídicí jednotky hnacích ústrojí. Je zde popsán současný trend i výhled do budoucnosti.

Druhá část se již konkrétně zabývá konvenčním brzdovým systémem osazeným aktivním bezpečnostním systémem ABS. Systém je popsán se všemi jeho prvky, na základě čehož je následně navrhnout matematický model pro simulaci ABS systému. Některé z prvků jsou v důsledku zjednodušení linearizovány a nahrazeny jejich charakteristikami. Součástí matematického modelu ABS jsou mimo jeho hydraulických prvků, také model řidiče a regulátorem stavu pedálu akcelerace, pro žádanou rychlost vozidla. Dále pak model hnacího ústrojí s regulátorem volnoběhu a automatickou převodovkou pro změnu rychlostí. V neposlední řadě je to model vozidla a pneumatiky pro zjišťování dynamického chování vozidla během regulace ABS. Model je validován s reálnými parametry osobního automobilu.

Třetí část práce je zaměřena na návrh, realizaci a validaci robustního regulátoru skluzu ABS. V současnosti jsem ukončil návrh regulátoru, jenž bude založen na regulační odchylce aktuálního a nominálního skluzu kola. Akční veličina bude regulovat velikost brzdného momentu na kole, prostřednictvím akčních členů (elektromagnetických ventilů) hydraulické jednotky ABS. Řízení jednotlivých ventilů, je založeno na strategii regulace ABS, kdy nastávají tři stavy, nárůst tlaku, udržování tlaku a snižování tlaku na kole. To, který ze stavů v jakou dobu a po jaký časový úsek nastane, je dáno právě aktuálním skluzem na kole. Skluz ale není jedinou důležitou regulační veličinou, velkou roli hraje i aktuální zrychlení kola. Regulátor bude optimalizován pro různé druhy adheze, což představuje požadavek pro jeho robustnost. Ta bude realizována pomocí metody „Gain Scheduling“.

Krokem pro zlepšení účinnosti a citlivosti dosavadního dvoustavového regulátoru, je zapojení další regulační veličiny, kterou je zrychlení kola. Tato veličina vnese do systému další důležitou informaci o provozním stavu kola. Tímto budu moci mnohem přesněji a rychleji rozpoznat aktuální provozní stav kola a na tento reagovat za pomoci již třístavového či jiného regulačního členu. Tento další krok je i mým dalším cílem v bádání a rozšiřování vědomostí z oblasti bezpečnostních systémů a jejich činnosti, zvláště pak regulace systému ABS.

## **7.1 Přínos disertační práce**

Disertační práce, představuje standardní postup vývoje elektronických systémů v současném automobilovém průmyslu.

Hlavním přínosem disertační práce je komplexní sestavení matematického modelu systému ABS včetně modelu pohonné jednotky, hnacího ústrojí, interakce pneumatiky a vozovky a také modelu směrové dynamiky vozidla.

Jednotka ABS nebyla doposud předmětem podrobné analýzy. Zvláště dynamické vlastnosti hydraulických prvků jednotky ABS, byly aproximovány jednoduchými prvky s jejich setrvačností, přičemž hlavní zaměření jiných prací v tomto oboru byla například směrová dynamikou a její animace.

Kromě pečlivého popisu matematického modelu dynamiky vozidla jsou také matematicky popsány jednotlivé prvky hydraulického systému jako brzdový posilovač, hlavní brzdový válec, hydraulické vedení, clona, elektromagnetický ventil, rychlý redukční ventil, jednocestný ventil, hydraulický akumulátor a pístový hydrogenerátor včetně pohonu stejnosměrným motorem. Rovnice jsou převedeny do blokových schémat Simulinku. Simulační model je použit k návrhu robustního regulátoru skluzu. Funkceschopnost simulačního modelu je demonstrována na řadě simulačních výpočtů.

Disertační práce je užitečná jako podpora vývojových prací na zdokonalení funkce ABS.

## Literatura

- ASSADIAN, F. 2001. *Mixed H and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS*. SAE Technical Paper 2001-01-0594.
- BALÁTĚ, J. 2004. *Automatické řízení*. 2. přepracované vydání. Praha: BEN-technická literatura, 2004. 654 s. ISBN 80-7300-148-9.
- BOLEK, A., KOCHMAN, J. 1989. *Části strojů 1. svazek*. 5. přepracované vydání. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1989. 776 s. ISBN 80-03-00046-7.
- BOLEK, A., KOCHMAN, J. 1990. *Části strojů 2. svazek*. 5. přepracované vydání. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1990. 712 s. ISBN 80-03-00426-8.
- CROLLA, D. A. 2009. *Automotive Engineering, Powertrain, Chassis systems and vehicle body*. Butterworth-Heinemann publications. 2009. ISBN 978-1-85617-577-7.
- DELICHRISTOV, D. & TŮMA, J. 2003. *Control systems of vehicles*. Sesja Studenckich Kół Naukowych Pionu Hutniczego AGH. Zakopane: AGH-University of Science and Technology Cracow, 2003.
- DELICHRISTOV, D. 2003. *Řídicí systémy osobního automobilu*. Ostrava: katedra ATR-352 VŠB-TUO, 2003. 70 s. Diplomová práce, vedoucí: Tůma, J.
- DELICHRISTOV, D. 2009. *Mathematical model of ABS hydraulic system*. In Proceedings of XXXIV. Seminar ASR '2009 "Instruments and Control". Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 24. 4. 2009. ISBN 978-80-248-1953-2.
- DELICHRISTOV, D. & TŮMA, J. 2009. *Simulation and robust control of antilock braking system ABS*. Sborník vědeckých prací VŠB-TU Ostrava, řada strojní r. LV, 2009. č. 3.
- GENTA, G. 1997. *Motor vehicle dynamics: modeling and simulation*. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. First Published 1997. 529 s. ISBN 9810229119.
- HOU, Y. 2004. *Fuzzy Slide Mode Control Method for Abs*. Clean Energy Auto Engineering Center; Yongling Sun, Tongji University. SAE Technical Paper 2004-01-0252.
- JIANG, F., GAO, Z. 2000. *An Adaptive Nonlinear Filter Approach to Vehicle Velocity Estimation for ABS*. Applied Control Research Lab. Cleveland State University.
- JURÁK, M. 2001. *Testování řídicí jednotky zážehového motoru automobilu a studie možnosti řízení jeho otáček*. Ostrava: katedra ATR-352 VŠB-TUO, 2001. 65 s. Diplomová práce, vedoucí: Tůma, J.
- JURÁK, M. 2001. *Testování řídicích jednotek zážehového motoru automobilu metodou Hardware-in-the-loop simulation*. In Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001, s. 127-133. ISBN 80-248-0093-4.
- JURÁK, M. 2002. *Měření rovnoměrnosti otáček zážehového motoru při volném chodu*. In Sborník anotací „Studentská tvůrčí odborná činnost STOČ 2002“. Ostrava: VŠB-TU Ostrava katedra ATR-352, 25. 4. 2002, s. 55.
- JURÁK, M., TŮMA, J. *Testing of a car engine control unit using the hardware-in-the-loop simulation*. In Proceedings of 3rd International Carpathian Control

- Conference. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 27. - 30. 5. 2002, s. 347-352. ISBN 80-248-0089-6.
- JURÁK, M. 2003. *Řídicí systémy pro zážehové motory*. In Proceedings - Workshop 2003 Fakulty strojní VŠB-TU Ostrava. Ostrava: VŠB-TU Ostrava. 17. 1. 2003. s. 37-40. ISBN 80-248-0233-3.
- JURÁK, M., TŮMA, J. 2003. *Hardware-in-the-loop testování řídicí jednotky zážehového motoru*. In Proceedings of PRAGOREGULA 2003. Praha: ČVUT Praha, 25. 5. 2003. s. 49-50. ISBN 80-902131-9-7.
- KHATUN, P., BINGHAM, C. M., MELLOR, P. H. 2001. *Comparison of control methods for Electric Vehicle Antilock Braking / Traction Control Systems*. SAE Technical Paper 2001-01-0596.
- KIENCKE, U., NIELSEN, L. 2005. *Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle*. 2. vyd. Berlin: Springer, 2005. 512 s. ISBN 3-540-23139-0.
- KLEČKA, R. 2009. *Měření na vozidlech a řízení jejich zkoušek*. Ostrava: katedra ATŘ-352 VŠB-TUO, 2009. 126 s. Disertační práce, vedoucí: Tůma, J.
- KOPÁČEK, J. & PAVLOK, B. 1994. *Tekutinové mechanismy*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1994. Skripta. 156s. ISBN 80-7078-238-2.
- KOTWICKI, A. J. *Dynamic models for torque converter equipped vehicles*. SAE technical paper 820393, 1982.
- THE MATHWORKS, Inc. 2009a. *MATLAB 7: Getting Started Guide* [online]. Natick: The MathWorks, Inc., March 2009 [2009-04-01], 260p. Available from [www: <URL: http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf\\_doc/matlab/getsta-rt.pdf>](http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf_doc/matlab/getsta-rt.pdf).
- THE MATHWORKS, Inc. 2009c. *MATLAB 7: Programming Fundamentals* [online]. Natick: The MathWorks, Inc., March 2009 [2009-04-01], 837p. Available from [www: URL: http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf\\_doc/matlab/matlab\\_prog.pdf>](http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf_doc/matlab/matlab_prog.pdf).
- THE MATHWORKS, Inc. 2009e. *Simulink 7: User's Guide* [online]. Natick: The MathWorks, Inc., March 2009 [2009-4-1], 1394p. Available from [www: <URL: http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf\\_doc/simulink/sl\\_using.pdf>](http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf_doc/simulink/sl_using.pdf).
- THE MATHWORKS, Inc. 2009g. *Simulink 7: Writing S-Functions* [online]. Natick: The MathWorks, Inc., March 2009 [2009-4-1], 570p. Available from [www: <URL: http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf\\_doc/simulink/sfunctions.pdf>](http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf_doc/simulink/sfunctions.pdf).
- THE MATHWORKS, Inc. 2009k. *Stateflow and Stateflow Coder 7 User's Guide* [online]. Natick: The MathWorks, Inc., March 2009 [2009-04-01], 1358p. Available from [www: URL: http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf\\_doc/stateflow/sf Ug.pdf>](http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf_doc/stateflow/sf Ug.pdf).
- THE MATHWORKS, Inc. 1998. *Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications*. Handbook of the Simulink and Stateflow examples of automotive application. 91 pages.

- TERRY, D. DAY & SYDNEY, G. ROBERTS: 2002. *A Simulation Model for Vehicle Braking Systems Fitted with ABS*. SAE Technical Paper 2002-01-0559. ISSN 0148-7191.
- TŮMA, J. 1992. *Analýza stability a říditelnosti vozidla AWS 4x4 pomocí nelineárního modelu*. Strojnický časopis 43, 1992. č. 4, strana 352-364.
- TŮMA, J. 1992. *Analysis of four-wheel steering vehicle stability and controllability using a nonlinear dynamic model*. Journal of Czech and Slovak Mechanical Engineering, 1992. Strana 226-233.
- TŮMA, J. 1999. *Složité systémy řízení I. díl: Regulace soustav s náhodnými poruchami*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 158 str. ISBN 80-7078-534-9.
- TŮMA, J. 2000-2010. *Digitální a analogové filtry*. Ústní sdělení. VŠB-TU Ostrava. 2000-2010.
- MAŇÁSEK, R. 2000D. *Simulace a identifikace hydraulického obvodu*. In: Sborník XXIV. Semináře ASŘ'2000. Ostrava: VŠB-TUO, 2000. 11 s. ISBN 80 7078 666 3.
- MAŇÁSEK, R. 2000D. *Energeticky úsporné koncepce elektrohydraulických systémů*. Ostrava: katedra ATR-352 VŠB-TUO, 2001. 124 s. Disertační práce, vedoucí: Noskievič, P.
- MITSCHE, M., WALLENTOWITZ, H. 2004. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2004. 806 s. ISBN 3-540-42011-8.
- NOSKIEVIČ, J. 1993. *Dynamika tekutinových mechanismů*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1993, Skripta, 166 s.
- NOSKIEVIČ, J., RÝC, Z., ŠTÁVA, P., JANALÍK, J. 1986. *Mechanika tekutin, Sbírka příkladů*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1986, Skripta, 214 s.
- NOSKIEVIČ, P. 1999. *Modelování a identifikace systémů*. 1.vyd. Ostrava: MONTANEX a.s., 1999. 276 s. ISBN 80-7225-030-2.
- NOSKIEVIČ, P. 1992. *Řízení elektrohydraulických pohonů*. Ostrava: VŠB-TUO, 1997. Habilitační práce na Katedře automatizační techniky a řízení ATR-352, 1992. 150s.
- NAUNHEIMER, H., BERTSCHE, B., LECHNER, G. 2007. *Fahrzeuggetriebe*. 2. vyd. © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007. ISBN 978-3-540-30625-2.
- O'DEA, K. 2005. *Anti-Lock Braking Performance and Hydraulic Brake Pressure Estimation*. SAE Technical Paper 2005-01-1061.
- ONDROUCH, J. 1986. *Příručka statiky s příklady*. 1.vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1986, Skripta, 162 s.
- PACEJKA, H. B. 2006. *Tire and Vehicle Dynamics*. 2nd Edition, SAE International, Warrendale, PA, USA.
- PODEŠVA, J. 1999. *Dynamika v příkladech I*. 1.vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1999, Skripta, 196 s.
- RAJAMANI, R. 2006. *Vehicle Dynamics and Control*. © Springer New York, NY, 2006. ISBN 9780387263960.

- REHM, A., FAN, H. 2008. *A Hands-On Approach Toward Vehicle Velocity Estimation*. University of Applied Sciences Osnabrck, D-49076 Osnabrck 2008. [www.control2008.org/papers/p190.pdf](http://www.control2008.org/papers/p190.pdf).
- ROBERT BOSCH GMBH 2001. *Protiblokovací systémy ABS*. 1. vydání. Praha: © Robert Bosch odbytová s.r.o. Automobilová diagnostika, 1998.
- ROBERT BOSCH GMBH 2001. *Regulace jízdní dynamiky ESP*. 1. vydání. Praha: © Robert Bosch odbytová s.r.o. Automobilová diagnostika, 2001.
- ROBERT BOSCH GMBH 2001. *Konvenční a elektronické brzdové soustavy*. 1. vydání. Praha: © Robert Bosch odbytová s.r.o. Automobilová diagnostika, 2004. ISBN 80-903132-6-4.
- ROBERT BOSCH GMBH 2001. *Driving-safety systems*. 2nd edition. © Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1999. ISBN 0-7680-0511-6.
- ROBERT BOSCH GMBH 2005. *Driving Stability Systems*. 1st edition. © Robert Bosch GmbH, Stuttgart, April 2005. ISBN 3-86522-085-1.
- ROBERT BOSCH GMBH 2001. *Automotive Handbook*. 6th edition. © Robert Bosch GmbH, Plochingen, October 2004. ISBN 1-86058-474-8.
- ROBERT BOSCH GMBH 2001. *Sensoren in Kraftfahrzeuge*. 3.Ausgabe. Stuttgart: © Robert Bosch GmbH. 2001.
- SCHIEHLEN, W. 2009. *Dynamical analysis of vehicle systems*. © Springer Wien New York 2009. CISM Courses and Lectures, vol. 497. ISBN 978-3-211-76665-1.
- SNYDER, A. C. 2004. *Light Vehicle ABS Performance Test Development Through an Evaluation of ECE R13-H ABS Test Procedure*. Transportation Research Center Inc. SAE Technical Paper 2004-01-0254.
- SUZUKI, K., KANAMORI, M. 1997. *Development of the quick response tandem brake booster*. SAE Technical Paper 971110.
- ŠKODA-AUTO. 1997. *Automatická převodovka - základy*. Dílenská příručka © Škoda-auto a.s., 1997. PDF dokument. S00.2003.79.15. 38 s.
- ŠKODA-AUTO. 1997. *Automatická převodovka 01M*. Dílenská příručka © Škoda-auto a.s., 1997. PDF dokument. S00.2003.80.15. 54 s.
- ŠKODA-AUTO. 2001. *OCTAVIA – ESP – základy, konstrukce, funkce*. Dílenská příručka © Škoda-auto a.s., 2001. S00.2003.79.15. 38 s.
- ŠKODA-AUTO. 2001. *Škoda Fabia - ESP*. Dílenská příručka © Škoda-auto a.s., 2001. S00.2003.42.15. 27 s.
- ŠŤASTNÝ, J., REMEK, B. 1995. *Autoelektrika a Autoelektronika*. 2. vyd. Praha, Nakladatelství T. Malina, 1995.
- YOON, P., HWANG, Y. 2004. *Braking Status Monitoring for Brake-By-Wire Systems*. SAE Technical Paper 2004-01-0259.
- UNITED STATES PATENT. 2008. *Pump for Antilock Braking System in vehicle*. Patent No: US 7367788 B2, Inventor: Young-Kyu Kim. <http://www.patentstorm.us>.
- VITÁSEK, E. 1987. *Numerické metody*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 516 s. ISBN 80-7225-030-2.

- VÍTEČEK, A., SMUTNÝ, L., KUSYN, J. 1988. *Teorie řízení (statická optimalizace)*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1988. Skripta. 117s.
- VÍTEČEK, A. 2002-2003. *Přednášky z předmětu Teorie automatického řízení*. Katedra automatizační techniky a řízení, VŠB - TU Ostrava, Česká Republika, 2002-2003.
- VÍTEČEK, A. 1996. *Vektorově orientované řízení asynchronního motoru*. In: Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava. Řada strojní. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 8s.
- VLK, F. 2000. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vydání Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001. 434 s. ISBN 80-238-5273-6
- VLK, F. 2002. *Elektronické systémy motorových vozidel 1*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2002. ISBN 80-238-7282-6.
- VLK, F. 2002. *Elektronické systémy motorových vozidel 2*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2002. ISBN 80-238-7282-6.
- VLK, F. 2005. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2005. ISBN 80-238-6573-0.
- VLK, F. 2003. *Simulování jízdních manévřů silničních motorových vozidel*. Brno: Ústav soudního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, 2003. Příspěvek v časopise Soudní Inženýrství, ročník 14-2003 č. 2.



## **Publikace**

### **2003**

DELICHRISTOV, D. & TŮMA, J. 2003. *Control systems of vehicles*. Sesja Studenckich Kół Naukowych Pionu Hutniczego AGH. Zakopane: AGH-University of Science and Technology Cracow, 2003.

### **2005**

DELICHRISTOV, D. 2005. *Hydraulic system of ABS*. MBtech Group GmbH & Co. KGaA: Presentation of the hydraulic system for ABS as a part of the Daimler vehicle simulation library, 2005.

### **2008**

DELICHRISTOV, D., DILLARD B. 2008. *TTD GM Maneuver Test Procedure in CarSim 6.05*. Ricardo USA: Report of project FD138 AAM Torque Transfer Demonstrator for Suzuki SX4, 2008.

### **2009**

DELICHRISTOV, D. 2009. *Mathematical model of ABS hydraulic system*. In Proceedings of XXXIV. Seminar ASR '2009 "Instruments and Control". Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 24. 4. 2009. ISBN 978-80-248-1953-2.

DELICHRISTOV, D. & TŮMA, J. 2009. *Simulation and robust control of antilock braking system ABS*. Sborník vědeckých prací VŠB-TU Ostrava, řada strojní r. LV, 2009. č. 3.

## Příloha 1 – Přehled parametrů simulačního modelu

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%   Language       : MATLAB v7.7.0 Simulink v7.2
%
%   File name      : ABS_vehicle_param.m
%
%   Author         : David Jordan Delichristov
%
%   Creation Date  :
%
%   Version        : 1.0
%
%   Subject        : ABS_model_SiL
%
%   Documentation  :
%
%   Modified       : 30/09/10
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Initialise
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
stepsize = 0.001;
% Simulation step time
stop_time = 100;
% Cycle stop time (s)

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Constant
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
mps2kph    = 3.6;
% Conversion mps to kph
radps2rpm  = 30/pi;
% Conversion radps to RPM
rpm2radps  = radps2rpm^-1;
% Conversion RPM to radps
kph2mps    = 1/3.6;
% Conversion kmph to mps
grad2rad   = pi/180;
% Conversion grade to radian
rad2grad   = 180/pi;
% Conversion radian to grade

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Driver data
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Z_time_steer_s = 5;
% Steering period [s]
Z_angle_steer_rad = grad2rad*100;
% Steering angle [rad]
Z_omega_steer_rad = (2*pi)/Z_time_steer_s;
% Steering frequency [rad/s]
```

```
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Engine data
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
E_omega_idle_radps = 83.7758;
% idle speed of engine [radps]
E_omega_vehicle_static = 0.50;
% minimal speed of the vehicle [mps]

% ACC pedal [0-1] -> to torque engine [Nm]
Accel_TabIp_pos = [0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0];
T_eng_TabOp_dem = [0 6.0 30 90 152 200 210 212 215 217 220];

% Engine angular velocity (rpm) to maximum torque (N.m)...full load torque
% curve
T_eng_TabIp_max = [750 1000 1250 1500 1750 1751 2000 2250 2500 2750 3000
3250 3500 3750 4000 4250 4500 4750 5000 5250 5500 5750 6000 6250 6500
6750];
T_eng_TabIp_max = rpm2radps * T_eng_TabIp_max;
T_eng_TabOp_max = [100 120 140 140 160 180 180 200 200 220 220
220 220 220 200 220 220 220 220 200 200 200 180 180 160 140];

% Engine angular velocity (rpm) to minimum torque (N.m)...closed throttle
% motoring curve
T_eng_TabIp_min = [0:500:5500];
T_eng_TabIp_min = rpm2radps * T_eng_TabIp_min;
T_eng_TabOp_min = [0 0 -14.8 -16.5 -20.4 -23.4 -25.1 -26.8 -30.2 -33.1 -
36.5 -40.8];

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Torque converter clutch
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
POR_PI = 0.141/2;
% outer radius of apply piston (m)
PIR_PI = 0.097/2;
% Inner radius of apply piston (m)
Area_piston = pi*(POR_PI^2-PIR_PI^2);
% Apply piston area (m^2)
NPlates=2;
% number of friction plates
Roplate = 0.1278/2;
% Outer radius of friction plate (m)
Riplate = 0.0838/2;
% Inner radius of friction plate (m)
Rmeanplate = (2*(Roplate^3-Riplate^3))/(3*(Roplate^2-Riplate^2));
% Effective mean radius of clutch plates (m)
MuPlate = 0.18;
% Output matrix of clutch friction coefficient
E_omega_TC_lockmin_radps = 1000*radps2rpm^-1;
% Min engine speed for TC lockup [radps]

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Torque Converter type 206KII
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_omega_max_oilpump = 600;
% max oil pump angular velocity [radps]

% Angular velocity ratio (0 -> 1) to Torque ratio (1 -> 2)
```

```
Tn_tratorqc_TabIp = [...  
0.00  
0.10  
0.20  
0.30  
0.40  
0.50  
0.62  
0.65  
0.70  
0.75  
0.80  
0.82  
0.84  
0.86  
0.88  
0.90  
0.92  
0.94  
1.00];  
Tn_tratorqc_TabOp = [...  
1.82  
1.74  
1.66  
1.59  
1.50  
1.41  
1.28  
1.25  
1.20  
1.15  
1.10  
1.08  
1.06  
1.04  
1.01  
1.00  
1.00  
1.00  
1.00];  
  
% Angular velocity ratio (0 -> 1) to Capacity factor (N m/(rad/s)^2)  
CF_tratorqc_TabIp = [  
0.00  
0.10  
0.20  
0.30  
0.40  
0.50  
0.62  
0.65  
0.70  
0.75  
0.80  
0.82  
0.84  
0.86  
0.88  
0.90  
0.92  
0.94
```

```
1.00];
CF_tratorqc_TabOp = [
32.3
33.0
33.1
32.9
33.2
33.9
34.0
33.1
31.4
29.6
27.6
26.8
26.0
25.1
24.3
23.4
18.8
13.4
0.00].*(10^-6).*(1/(rpm2radps)^2);

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Gearbox constant
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
x0_gear_n = 1;
% Initial engaged gear
TCU_max_oil_temp_C = 220;
% Maximal transmission oil temperature [°C]
n_tragear_final = 2.269;
% Final drive ratio

T_inertia_pump_kgm2 = 0.07037;
% inertia moment of pump side [kgm^2]
T_inertia_turbine_kgm2 = 0.04410;
% inertia moment of turbine side [kgm^2]
T_inertia_fluid_kgm2 = 0.00268;
% inertia moment of fluid TC [kgm^2]
T_inertia_ATF_kgm2 = 0.01333;
% Inertia of the oil pump [kg*m^2]

T_gear_number = [0.000 1.000 2.000 3.000 4.000 5.000 6.000];
% Gear number
T_ratio_number = [0.000 4.657 3.033 1.982 1.342 1.018 5.114];
% Gear ratio SAIC 1.8 Turbo
T_gear_min = min(T_gear_number)+1;
T_gear_max = max(T_gear_number)-1;
% Max ranges in gearbox

n_inetriagear_TabIp = [0.000 1.000 2.000 3.000 4.000 5.000 6.000];
% Gear number
n_inertiagear_TabOp = [0.000 2.890 3.379 3.434 4.400 7.110 6.284]*1e-
2; % Inertia [x10-2 kg*m^2]
n_inertia_final = 0.03577;
% Inertia of the differential [kg*m^2]
```

```
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Vehicle model constant
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Physical constants
g_mps2 = 9.81;
% gravity constant (m/s^2)
rho_air_kgpm3 = 1.20;
% density of air (kg/m^3)

% Vehicle physical parameters
V_mass_vehicle_kg = 1627+100;
% Vehicle mass [kg]
V_wheel_base_l_m = 2.75;
% wheel base of the vehicle [m]
V_wheel_track_wF_m = 1.51;
% wheel track of the front axle [m]
V_wheel_track_wR_m = 1.51;
% wheel track of the rear axle [m]
V_distance_CoG_lF_m = 1.2;
% distance from CoG to front axle [m]
V_distance_CoG_lR_m = 1.55;
% distance from CoG to rear axle [m]
V_high_CoG_hCoG_m = 0.3;
% high of the CoG to the road [m]
V_diameter_tyre_m = 0.3007;
% Dynamic tyre rolling radius [m]
V_CdA_vehicle = 0.31*2.18;
% Drag coefficient of vehicle [m^2]
V_dfB_front = 0.022;
% průměr brzdového válečku předního [m]
V_dfB_rear = 0.016;
% průměr brzdového válečku zadního [m]
V_SfB_front = (pi*(V_dfB_front)^2)/4;
% plocha předního brzdového válečku [m^2]
V_SfB_rear = (pi*(V_dfB_rear)^2)/4;
% plocha zadního brzdového válečku [m^2]
V_miB = 0.98;
% braking adhesion parameter [-]
V_gainB_front = 2;
% braking gain constant front wheels (amount of the braking calipers) [-]
V_gainB_rear = 1;
% braking gain constant rear wheels (amount of the braking calipers) [-]
V_speed_veh_min = 0.05;
% vehicle speed minimal [m/s]
V_pos_acc_min = 0.01;
% acceleration pedal minimal [pct]

V_Jz_inertia_veh_kgm2 = V_mass_vehicle_kg*1.15^2;
% Inertia moment around Z axis, whole vehicle mass [kgm^2]
V_Jr_inertia_kgm2 =
((V_mass_vehicle_kg*(V_distance_CoG_lF_m/(2*V_wheel_base_l_m)))*V_diameter_
tyre_m^2); % Inertia moment of the rear wheel [kgm^2]
V_Jf_inertia_kgm2 =
((V_mass_vehicle_kg*(V_distance_CoG_lR_m/(2*V_wheel_base_l_m)))*V_diameter_
tyre_m^2); % Inertia moment of the front wheel [kgm^2]
V_Jw_inertia_kgm2 = 0.96;
% Inertia moment of the wheel [kgm^2]
V_C_steer_Nmprad = 10000;
% Steering stiffness [Nm/rad]
```

```
V_nC_steer_m = 0.02;
% Construction wheel caster [m]
V_ratio_steer_box = 20;
% Ratio of wheel steering [-]
V_brake_sens_Pa = 3e5;
% Brake pressure sensitivity at the wheel [Pa]
F_vehicle_brake_max = 15000;
% Maximum brake force [N]
V_road_UpDownhill_pct = 0;
% Gradient of the road uphill and downhill [-] MAX = 0.3

% Vehicle Speed to Coefficient of Rolling Friction
f_vehicle_roll_TabIp = [0 40 60 80 100 120];
% Vehicle speed (kph)
f_vehicle_roll_TabIp = kph2mps * f_vehicle_roll_TabIp;
% Vehicle speed (m/s)
f_vehicle_roll_TabOp = [0.0136605    0.0136605    0.0134665    0.013471
0.0135345    0.0134955];

% Tire constants
V_Ca_Nprad = 5.7e4;
% Tire cornering stiffness [N/rad]
V_Cs_N = 3e4;
% Tire longitudinal stiffness [N]
V_Fz0_vertical_force_N = 5000;
% Nominal vertical force [N]
V_l0_caster_m = -0.03;
% Caster parameter [m]
V_l1_caster_m = 0.12;
% Caster parameter [m]
V_Cpress_Npm = 230000;
% Coefficient of the tire pressure correction [N/m]

% characteristic slip/adhesion
basP.slip      = [0:0.05:1];
basP.mi        = [0 0.4000 0.8000 0.9700 1.0000 0.9800 0.9600 0.9400
0.9200 0.9000 0.8800 ...
0.8550 0.8300 0.8100 0.7900 0.7700 0.7500 0.7300 0.7200
0.7100 0.7000];
basP.slip_ideal = [0:0.05:1];
basP.mi_ideal   = [0 0.40 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80
0.80 ...
0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80 0.80];

% Adhesion coefficient c1, c2, c3
% Front left wheel
% dry_asphalt:
% c1_FL = 1.2801; c2_FL = 23.99; c3_FL = 0.52;
% wet_asphalt:
c1_FL = 0.857; c2_FL = 33.822; c3_FL = 0.347;
% dry_concrete:
% c1_FL = 1.1973; c2_FL = 25.168; c3_FL = 0.5373;
% dry_cobblestones:
% c1_FL = 1.3713; c2_FL = 6.4565; c3_FL = 0.6691;
% wet_cobblestones:
% c1_FL = 0.4004; c2_FL = 33.7080; c3_FL = 0.1204;
% snow
% c1_FL = 0.1946; c2_FL = 94.129; c3_FL = 0.0646;
% ice
```

```
% c1_FL = 0.05;    c2_FL = 306.39; c3_FL = 0;

% Front right wheel
% dry_asphalt:
% c1_FR = 1.2801;  c2_FR = 23.99;  c3_FR = 0.52;
% wet_asphalt:
c1_FR = 0.857;    c2_FR = 33.822; c3_FR = 0.347;
% dry_concrete:
%c1_FR = 1.1973; c2_FR = 25.168; c3_FR = 0.5373;
% dry_cobblestones:
%c1_FR = 1.3713; c2_FR = 6.4565; c3_FR = 0.6691;
% wet_cobblestones:
% c1_FR = 0.4004; c2_FR = 33.7080; c3_FR = 0.1204;
% snow
% c1_FR = 0.1946; c2_FR = 94.129; c3_FR = 0.0646;
% ice
% c1_FR = 0.05;    c2_FR = 306.39; c3_FR = 0;

% Rear left wheel
% dry_asphalt:
% c1_RL = 1.2801;  c2_RL = 23.99;  c3_RL = 0.52;
% wet_asphalt:
c1_RL = 0.857;    c2_RL = 33.822; c3_RL = 0.347;
% dry_concrete:
%c1_RL = 1.1973; c2_RL = 25.168; c3_RL = 0.5373;
% dry_cobblestones:
%c1_RL = 1.3713; c2_RL = 6.4565; c3_RL = 0.6691;
% wet_cobblestones:
% c1_RL = 0.4004; c2_RL = 33.7080; c3_RL = 0.1204;
% snow
% c1_RL = 0.1946; c2_RL = 94.129; c3_RL = 0.0646;
% ice
% c1_RL = 0.05;    c2_RL = 306.39; c3_RL = 0;

% Rear right wheel
% dry_asphalt:
% c1_RR = 1.2801;  c2_RR = 23.99;  c3_RR = 0.52;
% wet_asphalt:
c1_RR = 0.857;    c2_RR = 33.822; c3_RR = 0.347;
% dry_concrete:
%c1_RR = 1.1973; c2_RR = 25.168; c3_RR = 0.5373;
% dry_cobblestones:
%c1_RR = 1.3713; c2_RR = 6.4565; c3_RR = 0.6691;
% wet_cobblestones:
% c1_RR = 0.4004; c2_RR = 33.7080; c3_RR = 0.1204;
% snow
% c1_RR = 0.1946; c2_RR = 94.129; c3_RR = 0.0646;
% ice
%c1_RR = 0.05;    c2_RR = 306.39; c3_RR = 0;

c4 = 0.003;
% [s/m]
c5 = 1.5e-10;
% [(1/N)^2]
```



```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%   Language      :  MATLAB v7.7.0 Simulink v7.2
%
%   File name     :  ABS_shiftmaps_param.m
%
%   Author        :  David Jordan Delichristov
%
%   Creation Date :
%
%   Version       :  1.0
%
%   Subject       :  ABS_model_SiL
%
%   Documentation :
%
%   Modified      :  30/09/10
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Constant
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
mps2kph    = 3.6;
% Conversion mps to kph
radps2rpm  = 30/pi;
% Conversion radps to RPM
rpm2radps  = radps2rpm^-1;
% Conversion RPM to radps
kph2mps    = 1/3.6;
% Conversion kmph to mps
grad2rad   = pi/180;
% Conversion grade to radian
rad2grad   = 180/pi;
% Conversion radian to grade

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Shift map MANUAL
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Comes from Engine Torque characteristic
TCU_omega_eng_max_radps = 5000*rpm2radps;
% Maximal RPM for engine to shift up
TCU_omega_eng_min_radps = 1100*rpm2radps;
% Minimal RPM for engine to shift down

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Shift map WINTER
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1->2
shift_1_2_TabIp_winter = [0.0  100  120];
shift_1_2_TabOp_winter = [0.0  0.0  0.0];

% 2->3
shift_2_3_TabIp_winter = [0.0  100  120];
shift_2_3_TabOp_winter = [0.0  0.0  0.0];
```

```
% 3->4
shift_3_4_TabIp_winter = [0.0  20  40  63  94  100  120];
shift_3_4_TabOp_winter = [44  44  44  76  130  130  130];

% 4->5
shift_4_5_TabIp_winter = [0.0  20  38  94  100  120];
shift_4_5_TabOp_winter = [65  65  65  191  191  191];

% 5->4
shift_5_4_TabIp_winter = [0.0  38  58  72  86  94  100  120];
shift_5_4_TabOp_winter = [52  52  83  115  150  170  170  170];

% 4->3
shift_4_3_TabIp_winter = [0.0  38  56  72  84  94  100  120];
shift_4_3_TabOp_winter = [35  35  50  65  82  95  95  95];

% 3->2
shift_3_2_TabIp_winter = [0.0  100  120];
shift_3_2_TabOp_winter = [0.0  0.0  0.0];

% 2->1
shift_2_1_TabIp_winter = [0.0  100  120];
shift_2_1_TabOp_winter = [0.0  0.0  0.0];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%% Lock-up curves %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kmph)

% 1st gear Lock on & off
LU_1_ON_Ip_winter = [0.0  100];
LU_1_ON_Op_winter = [255  255];

LU_1_OFF_Ip_winter = [0.0  100];
LU_1_OFF_Op_winter = [255  255];

% 2nd gear Lock on & off
LU_2_ON_Ip_winter = [0.0  100];
LU_2_ON_Op_winter = [255  255];

LU_2_OFF_Ip_winter = [0.0  100];
LU_2_OFF_Op_winter = [255  255];

% 3rd gear Lock on & off
LU_3_ON_Ip_winter = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  72  80  90  100  120];
LU_3_ON_Op_winter = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

LU_3_OFF_Ip_winter = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  72  80  90  100  120];
LU_3_OFF_Op_winter = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

% 4th gear Lock on & off
```

```
LU_4_ON_Ip_winter = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  72  80  90  100 120];
LU_4_ON_Op_winter = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

LU_4_OFF_Ip_winter = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  72  80  90  100 120];
LU_4_OFF_Op_winter = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

% 5th gear Lock on & off
LU_5_ON_Ip_winter = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  72  80  90  100 120];
LU_5_ON_Op_winter = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

LU_5_OFF_Ip_winter = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  72  80  90  100 120];
LU_5_OFF_Op_winter = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Shift map WINTER_HYBRID
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1->2
shift_1_2_TabIp_winter_hyb = [0.0  100  120];
shift_1_2_TabOp_winter_hyb = [0.0  0.0  0.0];

% 2->3
shift_2_3_TabIp_winter_hyb = [0.0  100  120];
shift_2_3_TabOp_winter_hyb = [0.0  0.0  0.0];

% 3->4
shift_3_4_TabIp_winter_hyb = [0.0  20  40  63  94  100  120];
shift_3_4_TabOp_winter_hyb = [44  44  44  76  130  130  130];

% 4->5
shift_4_5_TabIp_winter_hyb = [0.0  20  38  94  100  120];
shift_4_5_TabOp_winter_hyb = [65  65  65  191  191  191];

% 5->4
shift_5_4_TabIp_winter_hyb = [0.0  38  58  72  86  94  100  120];
shift_5_4_TabOp_winter_hyb = [52  52  83  115  150  170  170  170];

% 4->3
shift_4_3_TabIp_winter_hyb = [0.0  38  56  72  84  94  100  120];
shift_4_3_TabOp_winter_hyb = [35  35  50  65  82  95  95  95];

% 3->2
shift_3_2_TabIp_winter_hyb = [0.0  100  120];
shift_3_2_TabOp_winter_hyb = [0.0  0.0  0.0];

% 2->1
shift_2_1_TabIp_winter_hyb = [0.0  100  120];
shift_2_1_TabOp_winter_hyb = [0.0  0.0  0.0];
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%% Lock-up curves %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1st gear Lock on & off
LU_1_ON_Ip_winter_hyb = [0.0  100];
LU_1_ON_Op_winter_hyb = [255  255];

LU_1_OFF_Ip_winter_hyb = [0.0  100];
LU_1_OFF_Op_winter_hyb = [255  255];

% 2nd gear Lock on & off
LU_2_ON_Ip_winter_hyb = [0.0  100];
LU_2_ON_Op_winter_hyb = [255  255];

LU_2_OFF_Ip_winter_hyb = [0.0  100];
LU_2_OFF_Op_winter_hyb = [255  255];

% 3rd gear Lock on & off
LU_3_ON_Ip_winter_hyb = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50
60  70  80  87  90  100 120];
LU_3_ON_Op_winter_hyb = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255 255];

LU_3_OFF_Ip_winter_hyb = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50
60  70  80  90  93  100 120];
LU_3_OFF_Op_winter_hyb = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255 255];

% 4th gear Lock on & off
LU_4_ON_Ip_winter_hyb = [0.0  19  94  100 120];
LU_4_ON_Op_winter_hyb = [61  61 139 139 139];

LU_4_OFF_Ip_winter_hyb = [0.0  40  75  94  94  100 120];
LU_4_OFF_Op_winter_hyb = [53  53 82 82 120 120 120];

% 5th gear Lock on & off
LU_5_ON_Ip_winter_hyb = [0.0  14  94  100 120];
LU_5_ON_Op_winter_hyb = [65  65 192 192 192];

LU_5_OFF_Ip_winter_hyb = [0.0  28  75  94  94  120];
LU_5_OFF_Op_winter_hyb = [60  60 122 122 180 180];

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Shift map SPORTS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1->2
shift_1_2_TabIp_sport = [0.0  19  88  100 120];
shift_1_2_TabOp_sport = [18  18 52 52 52];

% 2->3
```

```
shift_2_3_TabIp_sport = [0.0 19 88 100 120];
shift_2_3_TabOp_sport = [38 38 82 82 82];

% 3->4
shift_3_4_TabIp_sport = [0.0 19 75 100 120];
shift_3_4_TabOp_sport = [65 65 131 131 131];

% 4->5
shift_4_5_TabIp_sport = [0.0 100 120];
shift_4_5_TabOp_sport = [255 255 255];

% 5->4
shift_5_4_TabIp_sport = [0.0 94 100 120];
shift_5_4_TabOp_sport = [180 180 180 180];

% 4->3
shift_4_3_TabIp_sport = [0.0 19 88 88 100 120];
shift_4_3_TabOp_sport = [37 37 89 120 120 120];

% 3->2
shift_3_2_TabIp_sport = [0.0 19 88 88 100 120];
shift_3_2_TabOp_sport = [20 20 50 76 76 76];

% 2->1
shift_2_1_TabIp_sport = [0.0 88 88 100 120];
shift_2_1_TabOp_sport = [10 10 33 33 33];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%% Lock-up curves %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1st gear Lock on & off
LU_1_ON_Ip_sport = [0.0 100];
LU_1_ON_Op_sport = [255 255];

LU_1_OFF_Ip_sport = [0.0 100];
LU_1_OFF_Op_sport = [255 255];

% 2nd gear Lock on & off
LU_2_ON_Ip_sport = [0.0 100];
LU_2_ON_Op_sport = [255 255];

LU_2_OFF_Ip_sport = [0.0 100];
LU_2_OFF_Op_sport = [255 255];

% 3rd gear Lock on & off
LU_3_ON_Ip_sport = [0.0 5 10 15 20 25 30 35 40 50 60
70 80 87 90 100 120];
LU_3_ON_Op_sport = [255 255 255 255 255 255 255 255 255 255 255
255 255 255 255 255 255];

LU_3_OFF_Ip_sport = [0.0 5 10 15 20 25 30 35 40 50 60
70 80 87 90 100 120];
LU_3_OFF_Op_sport = [255 255 255 255 255 255 255 255 255 255 255
255 255 255 255 255 255];
```

```
% 4th gear Lock on & off
LU_4_ON_Ip_sport = [0.0 19 75 100 120];
LU_4_ON_Op_sport = [65 65 160 160 160];

LU_4_OFF_Ip_sport = [0.0 19 75 88 88 100 120];
LU_4_OFF_Op_sport = [60 60 87.5 87.5 120 120 120];

% 5th gear Lock on & off
LU_5_ON_Ip_sport = [0.0 5 10 15 20 25 30 35 40 50 60
70 80 87 90 100 120];
LU_5_ON_Op_sport = [255 255 255 255 255 255 255 255 255 255 255
255 255 255 255 255 255];

LU_5_OFF_Ip_sport = [0.0 5 10 15 20 25 30 35 40 50 60
70 80 87 90 100 120];
LU_5_OFF_Op_sport = [255 255 255 255 255 255 255 255 255 255 255
255 255 255 255 255 255];

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Shift map BASE_VEHICLE_NORMAL_D
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1->2
shift_1_2_TabIp_eco = [0.0 13 94 100 120];
shift_1_2_TabOp_eco = [14 14 52 52 52];

% 2->3
shift_2_3_TabIp_eco = [0.0 13 94 100 120];
shift_2_3_TabOp_eco = [24 24 82 82 82];

% 3->4
shift_3_4_TabIp_eco = [0.0 13 94 100 120];
shift_3_4_TabOp_eco = [42 42 131 131 131];

% 4->5
shift_4_5_TabIp_eco = [0.0 13 94 100 120];
shift_4_5_TabOp_eco = [65 65 192 192 192];

% 5->4
shift_5_4_TabIp_eco = [0.0 25 75 94 94 100 120];
shift_5_4_TabOp_eco = [48 48 124 124 182 182 182];

% 4->3
shift_4_3_TabIp_eco = [0.0 25 75 94 94 120];
shift_4_3_TabOp_eco = [29 29 84 84 122 122];

% 3->2
shift_3_2_TabIp_eco = [0.0 25 75 94 94 100 120];
shift_3_2_TabOp_eco = [16 16 37 37 78 78 78];

% 2->1
shift_2_1_TabIp_eco = [0.0 94 94 100 120];
shift_2_1_TabOp_eco = [9.0 9.0 28 28 28];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%%%%%%%% Lock-up curves %%%%%%%%%%
%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1st gear Lock on & off
LU_1_ON_Ip_eco = [0.0 100];
LU_1_ON_Op_eco = [255 255];

LU_1_OFF_Ip_eco = [0.0 100];
LU_1_OFF_Op_eco = [255 255];

% 2nd gear Lock on & off
LU_2_ON_Ip_eco = [0.0 100];
LU_2_ON_Op_eco = [255 255];

LU_2_OFF_Ip_eco = [0.0 100];
LU_2_OFF_Op_eco = [255 255];

% 3rd gear Lock on & off
LU_3_ON_Ip_eco = [0.0 5.0 10 15 20 25 30 35 40 50 60 70
80 87 90 100 120];
LU_3_ON_Op_eco = [255 255 255 255 255 255 255 255 255 255 255
255 255 255 255 255 255];

LU_3_OFF_Ip_eco = [0.0 5.0 10 15 20 25 30 35 40 50 60
70 80 90 93 100 120];
LU_3_OFF_Op_eco = [255 255 255 255 255 255 255 255 255 255 255
255 255 255 255 255 255];

% 4th gear Lock on & off
LU_4_ON_Ip_eco = [0 19 94 100 120];
LU_4_ON_Op_eco = [61 61 139 139 139];

LU_4_OFF_Ip_eco = [0 40 75 94 94 100 120];
LU_4_OFF_Op_eco = [53 53 82 82 120 120 120];

% 5th gear Lock on & off
LU_5_ON_Ip_eco = [0 14 94 100 120];
LU_5_ON_Op_eco = [65 65 192 192 192];

LU_5_OFF_Ip_eco = [0 28 75 94 94 120];
LU_5_OFF_Op_eco = [60 60 122 122 180 180];

%%
%%%%%%%%
% Shift map ECONOMY_HYBRID_NORMAL_D
%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1->2
shift_1_2_TabIp_eco_hyb = [0.0 13 94 100 120];
shift_1_2_TabOp_eco_hyb = [16 16 52 52 52];

% 2->3
shift_2_3_TabIp_eco_hyb = [0.0 13 94 100 120];
shift_2_3_TabOp_eco_hyb = [24 24 82 82 82];
```

```
% 3->4
shift_3_4_TabIp_eco_hyb = [0.0  13  94  100  120];
shift_3_4_TabOp_eco_hyb = [42  42  131  131  131];

% 4->5
shift_4_5_TabIp_eco_hyb = [0.0  20  94  100  100  120];
shift_4_5_TabOp_eco_hyb = [65  65  192  192  192  192];

% 5->4
shift_5_4_TabIp_eco_hyb = [0.0  25  75  94  94  100  120];
shift_5_4_TabOp_eco_hyb = [48  48  124  124  182  182  182];

% 4->3
shift_4_3_TabIp_eco_hyb = [0.0  25  75  94  94  120];
shift_4_3_TabOp_eco_hyb = [29  29  84  84  122  122];

% 3->2
shift_3_2_TabIp_eco_hyb = [0.0  25  75  94  94  100  120];
shift_3_2_TabOp_eco_hyb = [16  16  37  37  78  78  78];

% 2->1
shift_2_1_TabIp_eco_hyb = [0.0  94  94  100  120];
shift_2_1_TabOp_eco_hyb = [12  12  28  28  28];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%% Lock-up curves %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Accelerator position (%)
% Vehicle speed (kph)

% 1st gear Lock on & off
LU_1_ON_Ip_eco_hyb = [0.0  100];
LU_1_ON_Op_eco_hyb = [255  255];

LU_1_OFF_Ip_eco_hyb = [0.0  100];
LU_1_OFF_Op_eco_hyb = [255  255];

% 2nd gear Lock on & off
LU_2_ON_Ip_eco_hyb = [0.0  100];
LU_2_ON_Op_eco_hyb = [255  255];

LU_2_OFF_Ip_eco_hyb = [0.0  100];
LU_2_OFF_Op_eco_hyb = [255  255];

% 3rd gear Lock on & off
LU_3_ON_Ip_eco_hyb = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  80  87  90  100  120];
LU_3_ON_Op_eco_hyb = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

LU_3_OFF_Ip_eco_hyb = [0.0  5.0  10  15  20  25  30  35  40  50  60
70  80  90  93  100  120];
LU_3_OFF_Op_eco_hyb = [255  255  255  255  255  255  255  255  255  255
255  255  255  255  255  255];

% 4th gear Lock on & off
LU_4_ON_Ip_eco_hyb = [0  19  94  100  120];
```



---

```
LU_4_ON_Op_eco_hyb = [61  61  139  139  139];

LU_4_OFF_Ip_eco_hyb = [0   40  75  94  94  100  120];
LU_4_OFF_Op_eco_hyb = [53  53  82  82  120  120  120];

% 5th gear Lock on & off
LU_5_ON_Ip_eco_hyb = [0   14  94  100  120];
LU_5_ON_Op_eco_hyb = [65  65  192  192  192];

LU_5_OFF_Ip_eco_hyb = [0   28  75  94  94  120];
LU_5_OFF_Op_eco_hyb = [60  60  122  122  180  180];
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Language      : MATLAB v7.7.0 Simulink v7.2
%
% File name     : ABS_hydro_param.m
%
% Author        : David Jordan Delichristov
%
% Creation Date :
%
% Version       : 1.0
%
% Subject       : ABS_model_SiL
%
% Documentation :
%
% Modified      : 30/09/10
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Initialise
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
addpath(pwd);
% ulozeni aktualni cesty modelu
step_size = 0.0001;
% krok reseni simulace hydraulického systemu

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Constant
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
mps2kph      = 3.6;
% Conversion mps to kph
radps2rpm    = 30/pi;
% Conversion radps to RPM
rpm2radps    = radps2rpm^-1;
% Conversion RPM to radps
kph2mps      = 1/3.6;
% Conversion kmph to mps
grad2rad     = pi/180;
% Conversion grade to radian
rad2grad     = 180/pi;
% Conversion radian to grade

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Brzdovy posilovac
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
BB.x_bp_pos_2_p_bb_Pa = [[0.0 0.05 0.15 0.25 0.35 0.45 0.55 0.65 0.75 0.98
0.99 1.00]; ... % chrakteristika polohy pedalu a podtlaku v posilovaci
                    [0.0 0.10 0.20 0.30 0.40 0.50 0.60 0.70 0.80 1.00
1.013 1.013]*1e5];

BB.d_diaphragm_m = 0.25;
BB.S_diaphragm_m2 = (pi*(BB.d_diaphragm_m)^2)/4;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Hlavni tandemovy brzdovy valec
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
TMBC.ro = 7800;  
% hustota pistu [kg/m^3]  
TMBC.K = 1.4e9;  
% modul stlacitelnosti brzdové kapaliny [N/m^2]  
TMBC.bA = 600;  
% koeficient viskozního trení [N/mps]  
TMBC.kA = 250000;  
% tuhost pružiny [N/m]  
TMBC.bB = 1300;  
% koeficient viskozního tlumení [N/mps]  
TMBC.kB = 1000;  
% tuhost pružiny [N/m]
```

```
TMBC.DAp = 0.02;  
% průměr pistu [m]  
TMBC.dAp = 0.02;  
% průměr pístnice [m]  
TMBC.lAp1 = 0.1;  
% délka pistu [m]  
TMBC.lAv1 = 0.02;  
% délka valce na výstupu [m]  
TMBC.lAv0 = 0.005;  
% délka valce na vstupu [m]  
TMBC.SAp1 = (pi*TMBC.DAp^2)/4;  
% plocha pistu výstupní [m^2]  
TMBC.SAp0 = (pi*TMBC.DAp^2)/4;  
% plocha pistu vstupní [m^2]  
TMBC.SAv0 = TMBC.SAp0;  
% plocha pístnice vstupní [m^2]  
TMBC.SAv1 = TMBC.SAp1;  
% plocha pístnice výstupní [m^2]  
TMBC.VAp = ((pi*TMBC.dAp^2)/4)*TMBC.lAp1;  
% celkový objem pistu [m^3]  
TMBC.mA = TMBC.ro*TMBC.VAp;  
% hmotnost pistu [kg]
```

```
TMBC.DBp = 0.02;  
% průměr pistu [m]  
TMBC.dBp = 0.02;  
% průměr pístnice [m]  
TMBC.lBp1 = 0.1;  
% délka pistu [m]  
TMBC.lBv1 = 0.02;  
% délka valce na výstupu [m]  
TMBC.lBv0 = 0.005;  
% délka valce na vstupu [m]  
TMBC.SBp1 = (pi*TMBC.DBp^2)/4;  
% plocha pistu výstupní [m^2]  
TMBC.SBp0 = (pi*TMBC.DBp^2)/4;  
% plocha pistu vstupní [m^2]  
TMBC.SBv0 = TMBC.SBp0;  
% plocha pístnice vstupní [m^2]  
TMBC.SBv1 = TMBC.SBp1;  
% plocha pístnice výstupní [m^2]  
TMBC.VBp = ((pi*TMBC.dBp^2)/4)*TMBC.lBp1;  
% celkový objem pistu [m^3]  
TMBC.mB = TMBC.ro*TMBC.VBp;  
% hmotnost pistu [kg]
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Potrubi
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
PIPE.pAtm = 0;
atmosferický tlak [Pa]
PIPE.pMax = 20e6;
% maximální tlak v okruhu [Pa]

% % Spojení mezi vyrovnávací nádrží a TMBC LA0, LB0
% PIPE.LA0 = 0.10;
% délka potrubí z BFAC do TMBC [m]
% PIPE.dLA0 = 0.005;
% průměr potrubí [m]
% PIPE.SLA0 = (pi*PIPE.dLA0^2)/4;
% plocha potrubí [m^2]
% PIPE.VLA0 = PIPE.SLA0*PIPE.LA0;
% objem potrubí [m^3]
% PIPE.VLB0 = PIPE.VLA0;

% Spojení mezi TMBC a ABS agregátem okruh LA1
PIPE.LA1 = 1.00;
% délka potrubí z TMBC do ABS [m]
PIPE.dLA1 = 0.005;
% průměr výstupního potrubí [m]
PIPE.SLA1 = (pi*PIPE.dLA1^2)/4;
% plocha výstupního potrubí [m^2]
PIPE.VLA1 = PIPE.SLA1*PIPE.LA1;
% objem potrubí [m^3]

% Spojení mezi TMBC a ABS agregátem okruh LB1
PIPE.LB1 = 1.00;
% délka potrubí z TMBC do ABS [m]
PIPE.dLB1 = 0.005;
% průměr výstupního potrubí [m]
PIPE.SLB1 = (pi*PIPE.dLB1^2)/4;
% plocha výstupního potrubí [m^2]
PIPE.VLB1 = PIPE.SLB1*PIPE.LB1;
% objem potrubí [m^3]

% Vedení potrubí mezi ABS agregátem a brzdovým válečkem LAFR
PIPE.LAFR = 2.00;
% délka potrubí z ABS do BVFR [m]
PIPE.dLAFR = 0.005;
% průměr výstupního potrubí [m]
PIPE.SLAFR = (pi*PIPE.dLAFR^2)/4;
% plocha výstupního potrubí [m^2]
PIPE.VLAFR = PIPE.SLAFR*PIPE.LAFR;
% objem potrubí [m^3]

% Vedení potrubí mezi ABS agregátem a brzdovým válečkem LBFL
PIPE.LBFL = 2.00;
% délka potrubí z ABS do BVFL [m]
PIPE.dLBFL = 0.005;
% průměr výstupního potrubí [m]
PIPE.SLBFL = (pi*PIPE.dLBFL^2)/4;
% plocha výstupního potrubí [m^2]
PIPE.VLBFL = PIPE.SLBFL*PIPE.LBFL;
% objem potrubí [m^3]

% Vedení potrubí mezi ABS agregátem a brzdovým válečkem LARL
```

```
PIPE.LARL = 3.00;  
% delka potrubí z ABS do BVFR [m]  
PIPE.dLARL = 0.005;  
% průměr výstupního potrubí [m]  
PIPE.SLARL = (pi*PIPE.dLARL^2)/4;  
% plocha výstupního potrubí [m^2]  
PIPE.VLARL = PIPE.SLARL*PIPE.LARL;  
% objem potrubí [m^3]  
  
% Vedení potrubí mezi ABS agregátem a brzdovým válečkem LBRR  
PIPE.LBRR = 3.00;  
% delka potrubí z ABS do BVFL [m]  
PIPE.dLBRR = 0.005;  
% průměr výstupního potrubí [m]  
PIPE.SLBRR = (pi*PIPE.dLBRR^2)/4;  
% plocha výstupního potrubí [m^2]  
PIPE.VLBRR = PIPE.SLBRR*PIPE.LBRR;  
% objem potrubí [m^3]  
  
% % Vedení potrubí v ABS agregátu LA2  
% PIPE.LA2 = 0.025;  
% delka potrubí [m]  
% PIPE.dLA2 = 0.005;  
% průměr potrubí [m]  
% PIPE.SLA2 = (pi*PIPE.dLA2^2)/4;  
% plocha potrubí [m^2]  
% PIPE.VLA2 = PIPE.SLA2*PIPE.LA2;  
% objem potrubí [m^3]  
%  
% % Vedení potrubí v ABS agregátu LB2  
% PIPE.LB2 = 0.025;  
% delka potrubí [m]  
% PIPE.dLB2 = 0.005;  
% průměr potrubí [m]  
% PIPE.SLB2 = (pi*PIPE.dLB2^2)/4;  
% plocha potrubí [m^2]  
% PIPE.VLB2 = PIPE.SLB2*PIPE.LB2;  
% objem potrubí [m^3]  
  
% Vedení potrubí hydrogeneratoru  
PIPE.L_hyge = 0.05;  
% delka potrubí [m]  
PIPE.d_hyge = 0.005;  
% průměr potrubí [m]  
PIPE.S_hyge = (pi*PIPE.d_hyge^2)/4;  
% plocha potrubí [m^2]  
%  
% Vedení potrubí v ABS agregátu LA3  
PIPE.LA3 = 0.05;  
% delka potrubí [m]  
PIPE.dLA3 = 0.005;  
% průměr potrubí [m]  
PIPE.SLA3 = (pi*PIPE.dLA3^2)/4;  
% plocha potrubí [m^2]  
PIPE.VLA3 = PIPE.SLA3*PIPE.LA3;  
% objem potrubí [m^3]  
  
% Vedení potrubí v ABS agregátu LB3  
PIPE.LB3 = 0.05;  
% delka potrubí [m]
```

```
PIPE.dLB3 = 0.005;
% prumer potrubí [m]
PIPE.SLB3 = (pi*PIPE.dLB3^2)/4;
% plocha potrubí [m^2]
PIPE.VLB3 = PIPE.SLB3*PIPE.LB3;
% objem potrubí [m^3]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Magneticke ventily
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
MGVA.ro = 0.05;
% hustota brzdove kapaliny [kg/m^3]
MGVA.d = 0.002;
% prumer vstupniho otvoru ventilu [m]
MGVA.S = (pi*MGVA.d^2)/4;
% plocha vstupniho otvoru [m^2]
MGVA.xs0 = 0;
% kryti soupatka [m]
MGVA.Umax = 10;
% max. napeti pro otevreni ventilu [V]
MGVA.xmax = 0.001;
% max. otevreni ventilu [m]
MGVA.K = MGVA.xmax/MGVA.Umax;
% max. zesileni ventilu [m/V]
MGVA.f = 1000;
% frekvence spinani ventilu [Hz]
MGVA.T = 1/MGVA.f;
% casova konstanta [s]
MGVA.ksi = sqrt(2)/2;
% konstanta tlumeni ksi
MGVA.p_sens = 0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Zpetny ventil
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
SVA.ro_f = 1070;
% hustota brzdove kapaliny [kg/m^3]
SVA.d_f = 0.005;
% prumer potrubí prutoku ventilu [m]
SVA.S_f = (pi*SVA.d_f^2)/4;
% plocha prutoku ventilu [m^2]
SVA.ro = 7800;
% hustota kulicky pojistneho ventilu [kg/m^3]
SVA.r = 0.0025;
% polomer pojistneho ventilu [m]
SVA.S = 4*pi*SVA.r^2;
% plocha pojistneho ventilu [m^2]
SVA.V = (4/3)*pi*SVA.r^3;
% objem pojistneho ventilu [m^3]
SVA.m = SVA.ro*SVA.V;
% hmotnost pojistneho ventilu [kg]
SVA.xmax = 0.005;
% maximalni otevreni pojistneho ventilu [m]
SVA.k = (PIPE.pMax*SVA.S)/SVA.xmax;
% tuhost pojistne pruziny [N/m]
SVA.b = 100;
% koeficient viskozniho tlumeni [N/mps]
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DC Motor
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
DCM.Ra = 0.56;
% odpor vinuti dc motoru [Ohm]
DCM.kfi = 0.04;
% konstanta motoru [V/rad/s]
DCM.La = 0.0004;
% indukcnost dc motoru [H]
DCM.Jm = 9.1e-5;
% moment servacnosti hridele + vacky motoru [kg*m^2]
DCM.e = 0.003;
% excentricita vacky (amplituda)
DCM.r = 0.005;
% polomer vacky
DCM.Mmax = 0.6;
% maximalni zatizeni motoru [Nm]
DCM.Mmin = -0.6;
% maximalni zatizeni motoru [Nm]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Hydraulicky nizkotlaky akumulator
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% HYACl.ro = 7800;
% hustota membrany, pistu [kg/m^3]
% HYACl.dp = 0.015;
% prumer membrany,pistu [m]
% HYACl.lp = 0.02;
% sirka membrany, pistu [m]
% HYACl.mp = HYACl.ro*((pi*HYACl.dp^2)/4)*HYACl.lp;
% hmotnost membrany, pistu [kg]
% HYACl.lo = 0.0095;
% pocatecni poloha pmembrany, pistu [m]
% HYACl.lu = 0.02;
% uzitecna delka akumulatoru [m]
% HYACl.Sp = (pi*HYACl.dp^2)/4;
% plocha pistu [m^2]
% HYACl.Sc = HYACl.Sp;
% HYACl.k = (((pi*HYACl.dp^2)/4)*6.05e6)/HYACl.lo;
% vratna pruzina membrany, pistu [N/m]
% HYACl.b = 300;
% koeficient viskozniho tlumeni [N/mps]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Hydraulicky vysokotlaky akumulator
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% HYACH.ro = 7800;
% hustota membrany, pistu [kg/m^3]
% HYACH.dp = 0.015;
% prumer membrany,pistu [m]
% HYACH.lp = 0.02;
% sirka membrany, pistu [m]
% HYACH.mp = HYACH.ro*((pi*HYACH.dp^2)/4)*HYACH.lp;
% hmotnost membrany, pistu [kg]
% HYACH.lo = 0.005;
% pocatecni poloha pmembrany, pistu [m]
% HYACH.lu = 0.02;
% uzitecna delka akumulatoru [m]
% HYACH.Sp = (pi*HYACH.dp^2)/4;
% plocha pistu [m^2]
% HYACH.Sc = HYACH.Sp;
```

```
% HYAch.k = ((pi*HYAch.dp^2)/4)*11e6)/HYAch.lo;
% vratna pruzina membrany, pistu [N/m]
% HYAch.b = 300;
% koeficient viskozniho tlumeni [N/mps]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Hydraulicky generator
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
HYGE.ro = 7800;
% hustota pistu [kg/m^3]
HYGE.dp = 0.02;
% prumer pistu generatoru [m]
HYGE.lp = 0.06;
% delka pistu [m]
HYGE.e = 0.005;
% excentricita vacky [m]
HYGE.r = 0.01;
% polomer vacky [m]
HYGE.Sp = (pi*HYGE.dp^2)/4;
% plocha pistu [m^2]
HYGE.mp = HYGE.ro*HYGE.Sp*HYGE.lp;
% hmotnost pistu [kg]

% Vstupni jednocestny ventil hydraulickeho generatoru
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
OWVi.ro_f = 1070;
% hustota brzdoze kapaliny [kg/m^3]
OWVi.d_f = 0.005;
% prumer potrubí prutoku ventilu [m]
OWVi.S_f = (pi*OWVi.d_f^2)/4;
% plocha prutoku ventilu [m^2]
OWVi.ro = 7800;
% hustota kulicky pojistneho ventilu [kg/m^3]
OWVi.r = 0.0025;
% polomer pojistneho ventilu [m]
OWVi.S = 4*pi*OWVi.r^2;
% plocha pojistneho ventilu [m^2]
OWVi.V = (4/3)*pi*OWVi.r^3;
% objem pojistneho ventilu [m^3]
OWVi.m = OWVi.ro*OWVi.V;
% hmotnost pojistneho ventilu [kg]
OWVi.xmax = 0.005;
% maximalni otevreni pojistneho ventilu [m]
OWVi.k = (PIPE.pAtm*OWVi.S)/OWVi.xmax;
% tuhost pojistne pruziny [N/m]
OWVi.b = 100;
% koeficient viskozniho tlumeni [N/mps]
% Vystupni jednocestny ventil hydraulickeho generatoru
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
OWVo.ro_f = 1070;
% hustota brzdoze kapaliny [kg/m^3]
OWVo.d_f = 0.005;
% prumer potrubí prutoku ventilu [m]
OWVo.S_f = (pi*OWVo.d_f^2)/4;
% plocha prutoku ventilu [m^2]
OWVo.ro = 7800;
% hustota kulicky pojistneho ventilu [kg/m^3]
OWVo.r = 0.004;
% polomer pojistneho ventilu [m]
OWVo.S = 4*pi*OWVo.r^2;
% plocha pojistneho ventilu [m^2]
```



```
OWVo.V = (4/3)*pi*OWVo.r^3;
% objem pojistneho ventilu [m^3]
OWVo.m = OWVo.ro*OWVo.V;
% hmotnost pojistneho ventilu [kg]
OWVo.xmax = 0.005;
% maximalni otevreni pojistneho ventilu [m]
OWVo.k = (1e6*OWVo.S)/OWVo.xmax; %
% tuhost pojistne pruziny [N/m]
OWVo.b = 100;
% koeficient viskozniho tlumeni [N/mps]
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Orifice
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% ORIF.ro = 1070;
% hustota brzdoze kapaliny [kg/m^3]
% ORIF.d = 0.001;
% prumer clony [m]
% ORIF.S = (pi*ORIF.d^2)/4;
% plocha prutoku clony [m^2]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% ECU ABS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
ECU.Imax = 1.2;
% maximalni oteviraci proud ventilu [A]
ECU.Imin = 0.8;
% minimalni oteviraci proud ventilu [A]
%ECU.U_V = 10;
% napeti pro otevreni soupatka [V]
ECU.slip_req = 0.1;
% zadany skluz na kolech [-]
ECU.dc_rundown = 2;
% cas pro dobeh elektromotoru [s]
```

## Příloha 2 – Schéma simulačního modelu ABS v programu Matlab-Simulink

